



UNIVERSIDAD CESAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE INGENIERÍA
MECÁNICA ELÉCTRICA**

“Titulo”

**DISEÑO DE UN SISTEMA AUTOMATIZADO DE VOLTEO DE
PORTABANDEJAS PARA SER UTILIZADO EN MÁQUINAS
INCUBADORAS DE HUEVO FÉRTIL**

**TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICO**

Autor

Cabrera Torres Jorge Luis

Asesor

Mg. Jorge Antonio Inciso Vásquez

Línea de Investigación

Modelamiento y Simulación de Sistemas Electromecánicos

Trujillo – Perú

2015

Ing. Luis Julca Verastegui

PRESIDENTE

Ing. Javier León Lezcano

SECRETARIO

Ing. Eduardo Azabache Vásquez

VOCAL

Dedicatoria:

Al creador por haberme permitido tener la paciencia y fuerza para poder superar los obstáculos que se me presentaron en el camino.

Gracias señor.

A mi mamá, María, por tenerla todavía conmigo y ser mi inspiración y a la vez por haberle quitado el tiempo que le pertenecía, que no le pude dedicar por mis estudios y por permitir realizar mi sueño, Gracias mamita.

Te quiero mucho.

A mi querida esposa, Nathali, por tu paciencia y comprensión por confiar en mis objetivos e ideas, por tu colaboración y ser mi soporte en mis momentos más difíciles de este proceso.

Gracias te quiero mucho.

Jorge Luis cabrera torres.

Que Dios te de hoy y siempre, una razón para reír, una ilusión para vivir y miles de motivos para luchar.

“La verdadera tragedia de los pueblos no consiste en el grito de un gobierno autoritario, si no en el silencio de la gente”. M.

L. King.

Agradecimiento:

A todos los profesores de ingeniería mecánica eléctrica del grupo pex 2, que

colaboraron en mi formación como estudiante y poder culminar con satisfacción este proceso.

A todos mis compañeros y amigos de la escuela de ingeniería mecánica eléctrica que de una u otra forma colaboraron, para culminar mi carrera con satisfacción.

A mi asesor, amigo e Ing. Jonathan Ore por su incondicional y desinteresada colaboración en las soluciones del desarrollo de esta investigación en los momentos más complicados.

A mi asesor metodológico, amigo e ing. Javier León Lescano por su colaboración y ayuda quien fue un gran aporte en la construcción de este proyecto.

A mi asesor de línea, ing. Jorge Antonio Inciso Vásquez por su colaboración y ayuda quien fue un gran aporte en la estructura de este proyecto.

A todas aquellas personas que confiaron en este programa de formación para adultos SUBE.

Gracias.

Declaración de autenticidad

Yo: Cabrera Torres Jorge Luis con DNI N° 40287807, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda la documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo, 28 de Abril del 2016

JORGE LUIS CABRERA TORRES

Presentación

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la Tesis titulada **“diseño de un sistema automático de volteo de portabandejas para ser utilizado en máquinas incubadoras de huevo fértil”**.

Cap. I INTRODUCCION, nuestro problema es la falta de un sistema de volteo automático, adquirida en esas condiciones, siendo una máquina antigua pero conservada en perfectas condiciones y volteada manualmente.

Cap. II METODO, el método que utilizamos fueron deductivos utilizando técnicas analíticas con las ecuaciones de diseño y simulación con software (solid work) versión trial, además se aplicó la vivencia propia, entrevistas y encuestas. **Cap. III**

RESULTADOS, aquí llegamos a la conclusión que para la transmisión se necesita un moto reductor de 0.5 hp y 2.4 rpm de salida, una Catarina conductora de 15 dientes y una conducida de 35 dientes para una reducción de 2,3:1, una cadena de rodillos de un torón y de una Hd de 0.6 hp, de un eje de transmisión de 1” de diámetro AISI 1045, de 2 rodamientos con una vida nominal básica de 8,788 horas, de una leva motriz de con un espesor de 5mm y un ancho en el cuello de 34 mm, aumentando su módulo de sección a 40mm en los pines 1y2 , un ancho en las aletas de 20 mm, de 62 mm a partir del punto de aplicación de la fuerza debe haber una curvatura para aumentar el módulo de sección, con un diámetro de 5/8” en los pines de fuerza (1,2,3) y en los pines de soporte de portabandejas de 1/4” de la figura 3.20, mientras que en las levas menores de iguales dimensiones pero con sus pines de fuerza de 3/8” en los puntos (3,4 respectivamente) de la figura 3.13 de nuestros resultados, también con una manivela de 0.17 cm de radio y una biela cuadrada de 1” de espesor.

Llegando a nuestro objetivo, que es Determinar las características técnicas de diseño para un sistema de volteo automático de portabandejas para máquinas incubadoras de huevos fértiles y reducir las mermas en incubación en la empresa TECNIAGRO SRL de la ciudad de Trujillo.

Índice

Página del jurado	2
Dedicatoria	3
Agradecimiento	4
Declaratoria de autenticidad	5
Presentación	6
Índice	7
Índice de figuras	9
Índice de tablas	10
RESUMEN	11
ABSTRACT	12
I.INTRODUCCION	13
1.1 Realidad problemática	13
1.2 Trabajos previos	14
1.3 Teorías relacionadas al tema	17
1.4 Formulación del problema	45
1.5 Justificación del estudio	46
1.6 Objetivos	46 II.
MÉTODO	47
2.1 Diseño de la investigación	47
2.2. Variables, Operacionalización	50
2.3 Población y muestra	53
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad .	53
2.5 Métodos de análisis de datos	56
III. RESULTADOS	57
3.1 Características de incubación del huevo fértil de gallina reproductora	57
3.2 concepto de solución del mecanismo automático de volteo	57
3.3 Mecanismo de volteo de portabandejas y el sistema de transmisión de	

potencia	65
3.4 Determinar las características técnicas del mecanismo	98
3.5 Mecanismo de rotación y ajuste de posición en solid work	99
3.6 circuito de control del mecanismo de volteo	110 IV.
DISCUSIÓN	117
V. CONCLUSION	119
VI. RECOMENDACIONES	122
VII. REFERENCIAS.....	123
ANEXOS	125

Índice de figuras

1.1 tipos de contextura del cascaron del huevo	20
1.2 membrana que envuelve el embrión y la cámara de aire que se encuentra en la parte obtusa del huevo	20
1.3 Partes del huevo fértil	21
1.4 Vista interna de una incubadora (portabandejas, bandejas y los huevos en su máxima capacidad, posición horizontal)	22
1.5 Secuencia anti horaria del mecanismo biela-manivela	38
1.6 Acoplamientos sencillos	38
1.7 Diagrama a bloques de un sistema a lazo cerrado	45
2.1 flujo grama del diseño de la investigación de la maquina con volteo y sin volteo	48
2.2 identificación de variables	50
3.1 Matriz morfológica	60
3.2 caja negra del mecanismo	61
3.3 Cuadro del estado de la tecnología optimo	62
3.4 sistema de transmisión de potencia del mecanismo de volteo	63
3.5 Viga lado derecho del mecanismo de volteo	64

3.11. Diagrama de dimensiones de leva menor por diseño y ancho de portabandejas	67
3.12 Grafico a 45° de la leva menor y las fuerzas que actúan sobre ella	68
3.13 Diagrama de fuerzas en los pines de sujeción	69
3.14 Esfuerzo por flexión en la leva	70
3.15 momento flector en el brazo de la leva	70
3.16 dimensiones de la leva menor vista de perfil	71
3.17 Pin soporte de bandejas: material AISI 1020	73
3.18 Dimensiones del pin de soporte de la leva menor	74
3.19 D.C.L. Dela leva motriz con levas menores unidas por la barra conectora	75
3.20 Dimensiones de la leva motriz	76
3.21 Dimensiones de la leva en el pin en (1)	78
3.22 Fuerzas en los pines de al leva motriz	80
3.23 diagrama de fuerzas y momentos en la leva motriz	81
3.24 fuerzas que actúan en la leva menor.....	83
3.25 aplicación del torque en la leva	84
3.26 suponemos una exigencia máxima en la leva por su distancia	84
3.27 dimensiones de catarinas conducida y conductora	93
3.28 D.C.L. del eje de transmisión en las catarinas98 3.29 figuras del mecanismo de rotación y ajuste de posición en solid work	96
3.30 figuras del Circuito de control del mecanismo de volteo	105

Índice de tablas

1.1 perdida de huevos fértiles en incubadora chick master empresa tecniagro año 2014-2015	13
1.2 se enlistan cada uno del Componente del mecanismo de volteo y la cantidad utilizada en el equipo, así como una breve descripción del mismo	24
2.1 Matriz de evaluación técnica (base de 1 a 3)	48
2.2 Operacionalización de variables	51
2.3 Hoja de preguntas y entrevista	53
2.4 perdida de huevos fértiles en incubadora chick master empresa tecniagro año 2014- 2015	55
3.1 Lista de exigencias	57
3.2 Matriz morfológica	60
3.3 Dimensiones de cadenas de rodillos de un solo torón para ANSI 50	91
3.4 Factor de corrección de dientes distinto de 17 y factores para torones simples	95
3.5 capacidad nominal de potencia de cadenas (Htab)	95

RESUMEN

La presente tesis fue realizada a partir de las mermas que se venían presentando en la planta de incubación de la empresa “Tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.” por contar con un equipo de volteo operado manualmente. Esta tesis se desarrolló en un periodo de 5 meses aproximadamente.

Para realizar dicha tesis nos enmarcamos en teorías de diseño de máquinas y resistencia de materiales, los métodos empleados fueron deductivos utilizando la vivencia propia, entrevistas y encuestas.

La investigación fue pre experimental, ya que me agencie de las partes ya existentes en mecánica y electricidad para poder diseñar este mecanismo automático de volteo, haciendo uso de la ingeniería y del diseño.

Nuestra población fueron los mecanismos de volteo ya existentes en las máquinas incubadoras modernas de huevo fértil en la ciudad de Trujillo.

La muestra que utilizamos fue la máquina incubadora de huevos de la marca Chick Master. El instrumento utilizado fue una hoja de preguntas que se le hizo al jefe de producción de la empresa, así como al médico veterinario de planta, al personal que tiene contacto directo con las máquinas (turnos de incubación), y también apliqué la experiencia propia en mantenimiento de máquinas incubadoras

Por último se llegó a la conclusión, que los huevos fértiles se tienen que voltear para una buena eficiencia en fertilidad a cada hora en un ángulo de 45° con respecto a la vertical, a una velocidad constante de 1 rpm en el eje de transmisión y 90° en 30 segundos en la leva motriz.

También para esto se diseñó la leva motriz y los pines de sujeción con un factor de seguridad de entre 1.5 y 5 por orden de importancia crítica.

También se realizó una simulación de cargas utilizando el software de diseño solid work versión trial para corroborar los resultados, este a su vez muestra que el diseño planteado cumple con todos los requerimientos estructurales necesarios para su funcionamiento.

Palabras claves: Sistema de volteo de huevos, Incubadora de huevos, Incubación, Simulación de cargas.

ABSTRACT

This thesis was carried out in order to reduce the losses that occurred in the hatchery process plant at the company "Tecnología e Inversiones Agropecuarias SRL" due to egg turning equipment that operated manually. This thesis was developed over a period of about 5 months.

The theoretical framework of this thesis was based on theories of Machine Design as well as Strength of Materials, and the methods employed were deductive, using own experience, interviews and surveys.

The research was not an experimental study, since the elements to design an automated egg turning system came from existing sources in mechanical and electrical engineering, using engineering and design methods.

The population in this study was the already existing egg turning mechanisms in modern fertile egg incubators in Trujillo city.

The sample used was the Chick Master Egg Incubator. The instrument used was a question sheet for the Production Manager and for the zoo technician engineer and also for the staff who have direct contact with the equipment (incubation shift).

At the end, it was concluded that fertile eggs have to be turned to improve efficient fertility, every hour with a 45° angle with respect to the vertical, at a constant speed of 1 rpm in the driveshaft and 90° in 30 seconds on the driving cam.

Also for this purpose, the driving cam and fastening pins were designed with a safety factor between 1.5 and 4, in order of critical importance, since these two components are continuously subjected to shear strength and strain stress due to demanding work.

Additionally, load simulation using design software SolidWorks was performed to corroborate the results, showing that the proposed design met all the structural requirements necessary for its operation.

Keywords: Egg turning system, Hatchery, Incubation, Load Simulation

I.INTRODUCCIÓN

1.1 Realidad Problemática

La Empresa Agropecuaria Tecnológica e Inversiones agropecuarias S.R.L. produce pollos de carne , la cual es procesada desde su inicio que empieza con la selección del huevo fértil, luego el embandejado, desinfección, carga de la máquina incubadora, es aquí donde el huevo fértil está expuesto a sufrir cualquier tipo de lesión o mortandad antes de llegar a su producto final que es el nacimiento de pollitos de engorde en excelentes condiciones, luego es encajado y despachado a diferentes partes del país.

Es en la máquina incubadora, que para llegar a este fin los huevos fértiles necesitan ser volteados mecánicamente en un ángulo de 90° cada hora [1]. Para que este pueda ser ventilado en todos sus ángulos y no sufrir muerte interna del embrión, al no recibir este movimiento el embrión se pegaría a la membrana que lo envuelve y causar muerte por ahogamiento antes de su nacimiento.

Actualmente este volteo se hace manualmente con la ayuda de una llave stilson y un tubo palanca, lo que causa pérdidas en incubación del orden de 3 % del total de huevos iniciales, como se puede observar en la tabla 1.1

Tabla 1.1 pérdida año 2014 de huevos fértiles en incubadora chick master.

mes/año	Total huevos iniciales	Huevos no fértiles	% huevos no fértiles	Valor unitario pollito bebe	Pérdida económica por mermas en Incubación
	Huevos	Huevos		NS/pollito	NS
ene-14	90,000	2,710	3.01%	1.5	4,065
feb-14	88,600	2,817	3.18%	1.5	4,225.5
mar-14	87,600	2,700	3.08%	1.5	4,050
abr-14	89,000	2,688	3.02%	1.5	4,032
may-14	88,750	2,696	3.04%	1.5	4,044
jun-14	90,200	2,596	2.88%	1.5	3,894
jul-14	87,800	2,588	2.95%	1.5	3,882
ago-14	90,500	2,642	2.92%	1.5	3,963
sep-14	89,600	2,618	2.92%	1.5	3,927
oct-14	89,000	2,675	3.01%	1.5	4,012.5
nov-14	88,900	2,673	3.01%	1.5	4,009.5
dic-14	90,000	2,642	2.94%	1.5	3,963
TOTAL	1,069,950	32,045	2.99%		48,067.5

Elaboración propia. Fuente: datos de empresa tecniagro S.R.L.

Para esto se quiere diseñar un sistema automático de volteo de portabandejas que ayude a voltear el huevo a una velocidad entre 1 y 5 rpm, para no causar lesiones en el huevo ya que esto llevaría a causar micro rajaduras al cascarón y por ende la

pérdida de hermeticidad al cascarón con la posible penetración de bacterias y el secamiento del embrión y pérdidas económicas a la empresa. Por la importancia del volteo, la empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L. se vio en la necesidad de voltear la capacidad total de huevos de la incubadora chick master, manualmente y en consecuencia desincronizado en tiempo y velocidad, provocando en el huevo fértil micro rajaduras por las paradas bruscas y olvidos en los tiempos de voltear.

Para esto se hizo una evaluación y se llegó a la conclusión, que estas portabandejas se deben voltear a cada hora en $+ - 45^{\circ}$ a 55° con respecto a la vertical, a una velocidad en el eje de transmisión de entre 1 y 4 rpm, con una frecuencia de entre 8 a más volteos diarios.

1.2 Trabajos previos

[1]Jairo Alonso Jiménez Rueda, John Fredy Veloza Caro, “modelo funcional de una incubadora de huevos para la industria avícola” proyecto interdisciplinario desarrollado entre la escuela de ingeniería mecánica y la escuela de ingeniería electrónica, trabajo de grado presentado como requisito para optar el título de ingeniero mecánico de la universidad industrial de Santander facultad de ingeniería físico-mecánicas escuela de ingeniería mecánica, escuela de ingeniería eléctrica, electrónica y telecomunicaciones ,Bucaramanga (Colombia-2008). El objetivo de este proyecto es el diseño y construcción de una incubadora de huevo completamente automática para la industria avícola. El equipo se encarga de crear condiciones ambientales de temperatura y humedad relativas óptimas, así como el movimiento oscilante a los huevos movido por un motor eléctrico de 5 w de alto torque y baja velocidad, alrededor de 4 rpm, que permitan el desarrollo embrionario de los mismos, así como su posterior nacimiento en excelentes condiciones. El mecanismo de volteo el cual se encarga de mover los huevos cada hora durante los primeros 18 días, haciéndolos girar 45° con respecto a su posición inicial (pág.8).llegando a las siguientes conclusiones: los objetivos planteados en la realización de este equipo, el modelo funcional de incubadora

(MFI-01) se cumplieron, ya que logramos con éxito el proceso de incubación y pudimos dar vida a los pollitos, lo cual era la idea primordial de construcción de la incubadora. El equipo durante todo el periodo de incubación se comportó como se

había planeado, no se presentaron anomalías durante la operación, ni existió la necesidad de hacer reparaciones de último momento, a pesar de que la incubadora estaba diseñada para soportar problemas de diversas índoles tales como baja humedad durante largos periodos de tiempo y temperaturas superiores a 39°C. En la industria de incubación, las empresas ofrecen equipos que presentan en promedio 250W de consumo, así como también bajo grado de automatización en las variables de temperatura y volteo. Nuestro equipo consume 30% menos energía y presenta un alto grado de automatización en las variables temperatura, humedad, volteo, así como también visualización del tiempo de incubación en días.

[2] Fernando Cortes Bárcenas, Ulises Peñuelos Rivas, Juan Carlos Contreras Licona y Jesús Manuel Dorador Gonzales (2007), “diseño de una maquina incubadora automática de huevo”, Facultad De Ingeniería De La Universidad Autónoma De México.

Unas de las funciones que debe llevar a cabo la incubadora es:

Girar los contenedores en los que se encuentra dispuestos los huevos, esto se debe hacer en 30 segundos en un lapso de entre una y dos horas, es necesario que los huevos sean volteados a 90°, El soporte del contenedor solo puede moverse en un intervalo de -45° a 45°. El tiempo de volteo permite un rango de 1 a 255 minutos. Los soportes del contenedor giran a una rpm. Llegando a las siguientes conclusiones: el haber incorporado un micro controlador al control de volteo de la incubadora que se diseñó, han permitido mejorar el funcionamiento y rendimiento en la incubadora con respecto a otras que ya se fabricaron en México. El tener un control con sensores de precisión, relacionados entre sí ha permitido obtener tasas de nacimiento de hasta un 95% con respecto a incubadoras que ofrecen a lo más un 80% utilizando controles convencionales. Las comparaciones se han hecho basándose en una empresa que comercializa incubadoras en México desde ya hace tiempo. Sin embargo, todavía queda mucho por mejorar, ya que en fechas recientes, han surgido nuevos sensores que permiten dar mayor precisión, los cuales ya se están incorporando a nuevos modelos de incubadoras, y con ello se pretende que en un futuro no muy lejano se pueda garantizar tasas de nacimiento cercanas al 100%.

[3] Jorge Ernesto Montero Avendaño (2006) “Diseño de Maquina Volteadora de Compost Para Residuos Orgánicos”, Tesis para Optar el Título De Ingeniero Mecánico En La Escuela De Ingeniería Mecánica De La Universidad Austral De Chile.

- Este es un sistema de reciclaje biológico, con una buena revalorización de los desechos orgánicos.
- Optimiza los recursos existentes en la zona al aprovechar ciertos residuos que producen.
- Reducción de volumen de residuos.
- Ahorro económicos en abonos químicos.
- Producto comercializable.
- Disminuye las necesidades de materia orgánica de los suelos y contribuye a su recuperación.
- Evita que los desechos sean vertidos en basurales. Llegando a las siguientes conclusiones:
- los requerimientos se cumplió con los objetivos propuestos, debido a que se identificaron los requerimientos de volteo de una planta piloto de la universidad austral de chile, se diseñó y analizo con un software con tecnología de punta, y se realizó un estudio de costos de construcción de la máquina y se comparó con alternativas existentes en el mercado.
- teóricamente, con el diseño de una volteadora de compost se da solución al problema planteado y se afirma la hipótesis planteada.
- cabe señalar que el diseño propuesto es el más adecuado dentro de las alternativas planteadas y también dentro de las alternativas existentes en el mercado , este debido a que las características constructivas se adecuan mejor al tamaño de la pila y además a un costo mucho menor.

[4]Daniel Estuardo Basantes Villegas (2002),” diseño y adaptación de un sistema de volteo en un camión Toyota Dyna para cinco toneladas”, Carrera De Ingeniería Mecánica Especialidad Sede Latacunga.

El proyecto está elaborado con el objetivo de diseñar y construir un sistema de volteo que satisfaga las necesidades de pequeñas constructoras. Llegando a las siguientes conclusiones:

-el acero que se escogió en la construcción del cajón es el ASTM A 36 el cual nos ofrece una gran resistencia a la tensión y fatiga, por lo que es ideal para este tipo de proyectos. En cambio para la construcción de las bisagras y pines utilizamos el acero AISI 1020 el cual es recomendado para este tipo de piezas ya que tiene una gran dureza y en el mercado se encuentra en las medidas y formas que necesitábamos para este proyecto. En el capítulo II nos enfocamos al diseño mecánico con la ayuda del software SolidWorks, modelamos el cajón de volteo, así

como también la estructura soporte y procedimos a asignar cargas y restricciones para poder simular tensiones en el sistema.

-utilizar la energía hidráulica nos ayuda mucho al trabajo realizado en diferentes áreas, por lo que su estudio y aplicación es muy importante en nuestro medio.

1.3 Teorías relacionadas al tema

1.3.1 Características de incubación del huevo fértil de gallina reproductora:

La temperatura: la temperatura de incubación de las especies domésticas se sitúa en un estrecho margen, entre los 37 y los 38°C. Para las gallinas en concreto, la temperatura ideal de incubación es de 37,7 a 37,8°C (Sauveur, 1988). También parece que el valor térmico ideal es diferente según se trate de incubadoras de carga continua o de carga única (todo dentro-todo fuera), puesto que en éstas últimas la temperatura se puede ajustar al valor adecuado al estado de desarrollo embrionario.

La humedad: La humedad del espacio en el que se desarrolla la incubación requiere un riguroso control, en aras a obtener una óptima tasa de eclosión y un tamaño correcto del polluelo, ya que ambos parámetros están afectados por la pérdida de peso que sufre el huevo durante la incubación.

Esta pérdida de peso se debe únicamente a la pérdida de agua, puesto que el intercambio respiratorio del embrión no implica cambios en la masa del huevo. Esta pérdida de agua depende de:

La humedad de la incubadora.

La conductividad de la cáscara.

La humedad relativa durante el proceso de incubación debe situarse entre el 50 y el 55%

Las regulaciones de humedad en la nacedora deben tener en cuenta las distintas exigencias del embrión a lo largo de estos últimos 3 días: así, en un primer momento, la humedad debe aumentar para favorecer la rotura de la cáscara y, una vez nacido el pollito, debe disminuir para garantizar su secado (40%). La ventilación: es necesaria durante la incubación para proporcionar el oxígeno que el embrión va consumiendo y para eliminar el CO₂, el vapor de agua y exceso de temperatura que se produce en su interior; además de lograr una correcta distribución del aire una vez llena la máquina y que todos los embriones alcancen la temperatura adecuada y, en consecuencia, también el aire tenga la misma HR en todo el volumen de la incubadora.

El sistema de ventilación de las máquinas debe ser independiente del sistema de la sala, aunque éste es un hecho todavía infrecuente en un gran número de salas de

incubación. En cualquier caso, lo que sí es imprescindible para el buen funcionamiento de las máquinas y, en suma, de la incubación, es que el aire llegue a las máquinas atemperado a 23°C, por lo que deberá ser caldeado o refrigerado, según la época del año.

Posición: Durante la fase de incubación, los huevos de gallina deben estar colocados imprescindiblemente con el polo fino hacia abajo. En caso contrario, se dificulta la orientación de la cabeza del embrión hacia la cámara de aire (Sauveur, 1988), en el 16º día.

Volteo: El volteo de los huevos constituye una de las principales operaciones a efectuar durante el período de incubación para asegurar unos buenos resultados. La ausencia de volteo lleva aparejada la adherencia del embrión y de las membranas embrionarias a la membrana de la cáscara, a la yema o a otras membranas, además de una mayor incidencia de mal posiciones. Parece ser que los huevos de gallinas más viejas sufren más daños por un volteo insuficiente durante la incubación ya que, al ser la cáscara más delgada, hay mayores posibilidades de adherencias debido a la mayor pérdida de agua. No obstante, de estudios recientes (Deming, 1989; et al Pullet, 1991) se desprende que no son éstas las principales causas de problemas embrionarios por una falta de volteo. Parece ser que las peores consecuencias se dan por: Una menor utilización del albumen, Una deficiencia de fluido embrionario, Una menor superficie de intercambio de oxígeno del corioalantoide, Un desarrollo vascular más lento.

En la práctica, el volteo es útil hasta el 14º día de incubación, en el caso de la gallina. Una frecuencia alta, cada hora o cada dos horas, hace mejorar los resultados de incubación.

El volteo, automático, se hace entre las dos posiciones posibles del huevo a 45º con respecto a la vertical y alrededor del eje corto del huevo. [5] Autor: Antonio Callejo Ramos de la universidad politécnica de Madrid.

Condiciones en la incubadora:

Tº: 37 => 38 °C, Humedad relativa: 50-55 %, Ventilación: 25-26% de oxígeno, ubicación: Polo fino hacia abajo, Volteo (frecuencia, 1 vez por hora, ángulo de 40-45º con respecto a una vertical imaginaria.)

1.3.2 características para el volteo del huevo fértil La

cáscara del huevo:

“Es una matriz cálcica, separada del albumen o clara por una membrana. Entre sus componentes minerales el calcio es el más importante, encontrándose proporciones mucho menores de sodio, magnesio, zinc, manganeso, hierro, cobre, aluminio y boro. Junto a pequeñísimas cantidades de mucopolisacáridos y

proteínas, que colaboran de alguna manera a formar el entramado de la matriz, y a ciertos pigmentos responsables del color. La calidad de la cáscara depende básicamente del metabolismo.

[6]mineral”<http://www.gallosedragliofarm.com/algunascosasdelhuevo.htm>.



Fig.1.1 tipos de contextura del cascaron del huevo.

“También a la hora de proceder a la elección de los huevos puestos para ser enviados a la incubación, habrá que tener presente las siguientes cuestiones:

a) El tamaño. No deben incubarse huevos de peso inferior a 50 g., ni superior a 60 g. En los huevos pequeños, el desarrollo embrionario es difícil y los pollitos que nacen son más pequeños y débiles de lo deseable (no deben pesar menos de 35 g.) Los huevos excesivamente grandes, más frecuentes al final del período de puesta, presentan dificultades para su incubación, dado que:

Se alarga su período de incubación.

- Aumenta el riesgo de deshidratación, porque suelen tener la cáscara más delgada de lo normal, es decir, con una mayor conductividad a los gases.
- No caben en los alvéolos de las bandejas de incubación.

b) Las formas atípicas y roturas, así como las fisuras de la cáscara, que hacen inadecuados a los huevos para la incubación (no llegan a buen fin o "explotan" durante el proceso). Consecuentemente, se desecharán”.

[7]<http://nelidachicken.blogspot.pe/>

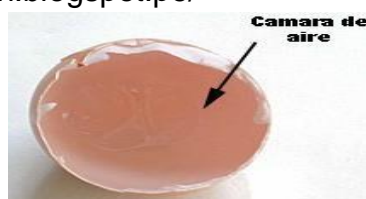


Figura 1.2 se indica la membrana que envuelve el embrión y la cámara de aire que se encuentra en la parte obtusa del huevo.

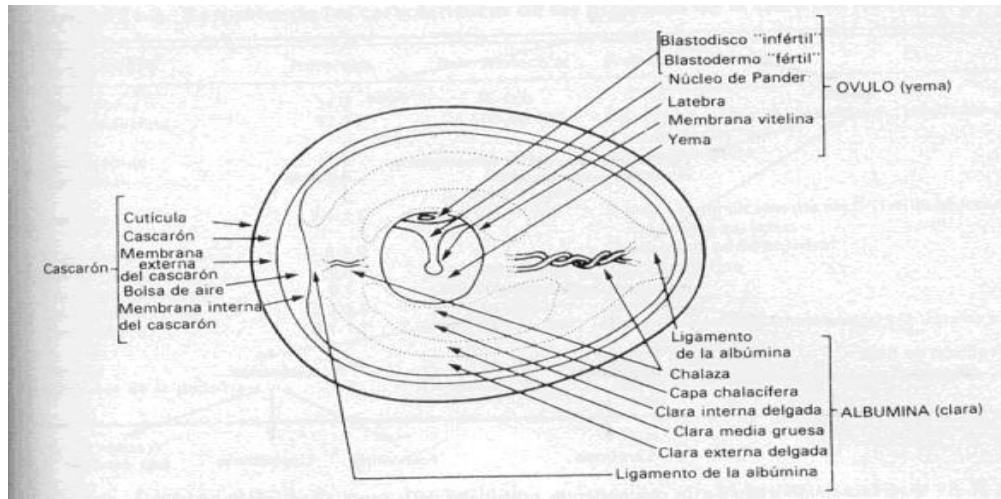


Figura 1.3. Partes del huevo fértil

Posición de los huevos durante la incubación (volteo)

“El desarrollo de los embriones transcurre normalmente sólo cuando los huevos son volteados (virados) periódicamente durante los primeros 18 días de incubación. En la incubación natural, la gallina voltea los huevos que incuba con cierta frecuencia (cada hora en promedio durante el día y la noche y en ocasiones hasta 10 veces en tan solo dos horas), de ahí que en el proceso de incubación artificial sea necesario repetir este procedimiento mediante medios mecánicos.

Por lo tanto el cambio de posición de los huevos durante la incubación ejerce una gran influencia en el desarrollo, pues evita la adherencia de los embriones a las membranas del huevo. Dentro de las incubadoras, los huevos se colocan con el polo obtuso ligeramente elevado y formando un ángulo de 45 a 55° sobre la vertical, ya que la cabeza del pollito normalmente sale por el polo obtuso del huevo.

Por otra parte la frecuencia de volteo óptima es de una vez cada 1 ó 2 horas. El giro debe alcanzar los 90 grados y los huevos son mantenidos a 45 grados de una vertical imaginaria.

Mejor dicho los huevos deben ser volteados 8 o más veces cada 24 horas, operación esencial durante las dos primeras semanas de incubación y pierde

importancia durante el tiempo en que están en las nacedoras (día 20 y 21). En las incubadoras industriales, el volteo se realiza en forma automática cada una o dos horas. La incubabilidad aumenta si se hace más de 8 veces diarias. Si se voltean los huevos en una sola dirección, se provocará ruptura de vasos sanguíneos y de yemas, ocasionando alta mortalidad embrionaria”.

[8] <http://www.uabcs.mx/maestros/descartados/mto01/incubacion.htm>.

La importancia del volteo del huevo en la incubación

“Según el Dr. Mike Wineland de la Universidad Estatal de Carolina del Norte, las condiciones de incubación más importantes son: volteo de huevos, temperatura, ventilación y humedad.



Figura 1.4 Vista interna de una incubadora (portabandejas, bandejas y los huevos en su máxima capacidad, posición horizontal)

También dice que el volteo del huevo es importante para completar la formación de las membranas de la vesícula vitelina y de los vasos sanguíneos, así como para suministrar nutrientes a los órganos extraembrionarios y para eliminar el calor metabólico, indicó el Dr. Wineland.

Incluso en sistemas de incubación de etapa múltiple, el volteo de huevos ayuda a transferir el calor de los embriones mayores a los más jóvenes. Esto requiere un flujo de aire consistente dentro de toda la máquina.

Además, se sabe que el volteo del huevo afecta la formación de líquido subembrionario. El agua del albumen se mueve hacia la yema, ocasionando la división en fases lipídicas y acuosas, un proceso esencial para el desarrollo embrionario y que afecta la eclosión, especialmente por medio de la mortalidad embrionaria temprana.

El Dr. Wineland demostró que el volteo del huevo es esencial durante los primeros 12 días de incubación, y particularmente para la primera semana”. [9]Actualización de la incubación-sitio avícola

Ángulo de giro

El ángulo de giro es importante para prevenir la estratificación en la yema, aunque sus investigaciones no revelaron diferencias en el rendimiento posterior de los pollos de engorde si el ángulo fue de 35°, 40° ó 45°

[9] <http://www.elsitioavicola.com>

Además el tiempo de volteo permite un rango de 1 a 255 minutos. Los soportes del contenedor giran a 1 rpm

[10] <http://www.academia.edu>

En lo que respecta a trabajos previos el equipo se encarga de crear condiciones ambientales de temperatura y humedad relativas óptimas, así como el movimiento oscilante a los huevos movido por un motor eléctrico de 5 w de alto torque y baja velocidad, alrededor de 4 rpm, que permitan el desarrollo embrionario de los mismos, así como su posterior nacimiento en excelentes condiciones.

El mecanismo de volteo el cual se encarga de mover los huevos cada hora durante los primeros 18 días, haciéndolos girar 45° con respecto a su posición inicial.(pág.8)

[1] Jairo Alonso, Jiménez rueda “tesis diseño de una incubadora mecánica ,eléctrica y electrónico”.

1.3.3 Máquinas y mecanismos de volteo

Diseño

Parámetros de diseño

Mecanismo de volteo I

“El dispositivo de volteo es el conjunto de elementos mecánicos que permiten girar los huevos a 45° con respecto a su posición horizontal, con el objetivo de dar cumplimiento a los objetivos básicos de operación de cualquier incubadora, en la tabla 1.2.se muestra los componentes utilizados en este mecanismo.

En la tabla 1.2 se enlistan cada uno del Componente del mecanismo de volteo y la cantidad utilizada en el equipo, así como una breve descripción del mismo.

	Elemento	Descripción	Cantidad
Sistema motriz	Motor eléctrico	5 W. a 3 r.p.m.	1
	Acople moto reductor		1
Transmisión de potencia	Reductor de corona sin fin	Reducción 18:1	1
	Mecanismo de barras	Manivela-biela balancín	1
Estructura porta huevos	Eje pivote		1
	Soporte estructura		2
	porta bandejas	Capacidad 5 bandejas	1
bandejas	Capacidad 42 huevos		5

El motor reductor es el encargado de proporcionar la potencia necesaria para el volteo del mecanismo. Generar la rotación angular la cual es convertida en deslizamiento lineal por el mecanismo biela manivela. Accionando una barra pitman, que produce la rotación de las porta bandejas por medio de una leva de fuerza". [1] Jairo Alonso, Jiménez rueda "Tesis diseño de una incubadora mecánica, eléctrica y electrónica". p. (21)

Mecanismo de volteo II

"Solo se realiza durante la primera etapa, y la finalidad es que el embrión no quede adherido a las membranas. La frecuencia debiera ser en un número impar de veces para que no pasen dos noches seguidas en la misma posición, momento más largo en tiempo. Generalmente el volteo de pequeñas cantidades de huevos es manual o mecánico, el número se ubica entre 3 y 9, mayor número de volteos no han dado

diferencias significativas respecto de una mejora en los resultados. La posición del huevo puede ser horizontal y el volteo realizarse a 180° o bien vertical y el volteo a 90° , pero siempre con el polo fino hacia abajo. Cuando los huevos deben ser pasados de la incubadora al sector de las nacedoras se realiza una observación al trasluz ayudados por un ovos copió. El número de volteo más conveniente es de 24 al día (cada una hora). A partir del día 18 de incubación no se deben girar los huevos.

-El motor reductor está ubicado en la parte lateral exterior derecha de la maquina el cual activa al eje del porta bandejas por medio de una cadena, sujeta por un piñón que está en el eje del moto reductor y una Catarina que está en el eje del porta bandeja.

El cual hace girar todo el mecanismo de porta bandejas en un ángulo de $\pm 45^\circ$ de la vertical". [11] Tesis construcción de una incubadora, escuela politécnica del ejército sede Latacunga autor: Francisco Javier Cevallos Sánchez p.53-54

Mecanismo de volteo III.

"En la incubación artificial es necesario que los huevos Sean volteados 90° cierto tiempo (parámetro en Función de la especie a empollar).

Al rotar el husillo el collarín se desplaza en forma lineal en dirección vertical y transmite el movimiento al soporte de los contenedores, que únicamente gira, por medio de la barra acopladora, que tiene un movimiento plano general.

-Este sistema funciona con un eje hidráulico que funciona verticalmente subiendo y bajando el eje motriz que hace girar la porta bandejas en un ángulo de 45° a la vertical". [2] Fernando Cortes Bárcenas, Ulises Peñuelos Rivas, Juan Carlos contreras Licona y Jesús Manuel Dorador Gonzales (2007), "diseño de una maquina incubadora automática de huevo"p.118-119

1.3.4 Moto reductores:

"Características del reductor o moto reductor-selección. Potencia, en HP, de entrada y de salida

Velocidad, en RPM, de entrada y de salida.

Par (o torque), a la salida del mismo, en N/m.

Relación de reducción: Índice que detalla la relación entre las RPM de entrada y salida.

Para selección adecuadamente una unidad de reducción debe tenerse en cuenta la siguiente información básica:

Características de operación

Potencia (HP tanto de entrada como de salida), Velocidad (RPM de entrada como de salida), Torque (par) máximo a la salida en N-m, Relación de reducción (I), Características del trabajo a realizar, Tipo de máquina motriz (motor eléctrico, a gasolina, etc.), Tipo de acople entre máquina motriz y reductor, Tipo de carga uniforme, con choque, continua, discontinua etc.

Duración de servicio horas/día

Arranque por hora, inversión de marcha, Condiciones del ambiente, Humedad, Temperatura, Ejecución del equipo, Ejes a 180°, o, 90°, Eje de salida horizontal, vertical, etc.

Incrementador de la velocidad

En algunos casos, resulta impráctico operar un motor primario a una velocidad lo suficientemente alta como para satisfacer las necesidades del equipo impulsado. Para aplicaciones de este tipo pueden utilizarse los engranajes como incrementadores de la velocidad.

Las motos reductoras se suministran normalmente acoplado a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220 /440 voltios y 60 Hz”.

1.3.5 Potencia de selección: (Pn).

“Es difícil encontrar en la práctica que una unidad de reducción realice su trabajo en condiciones ideales, por tanto, la potencia requerida por la maquina accionada debe multiplicarse por un factor de servicio (F.s), factor que tiene en cuenta las características específicas del trabajo a realizar y el resultado, llamado potencia de selección, es el que se emplea para determinar el tamaño del reductor en la tablas de selección”.

[12] www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=701 revista electro industria.

$$\omega = \frac{\theta}{t} = rad/s \dots (1.1)$$

Dónde:

$\omega = \text{velocidad angular}$

$\theta = \text{angulo de rotación}$

$t = \text{tiempo}$

$$T = F \cdot d \dots (1.2)$$

Dónde:

$T = \text{torque}(N \cdot m)$

$F = \text{fuerza}(N)$

$d = \text{distancia}(m)$

$$P = T \times \omega \dots (1.3)$$

Dónde:

$P = \text{potencia (watts)}$

$T = \text{torque}(N \cdot m)$

$\omega = \text{velocidad angular}(rad/s)$

1.3.6 Catarinas:

“Es un sistema que consta de dos ruedas dentadas y un miembro deformable, formado por una serie de eslabones rígidos que pueden tener un giro relativo entre ellos los cuales constituyen una cadena .estos sistemas de transmiten el movimiento entre los ejes por medio del empuje generado entre los eslabones de la cadena y los dientes de las ruedas, que en la práctica se conocen como catarinas.

Además La configuración más se compone de dos catarinas (ruedas dentadas) y una cadena de eslabones, aunque en la práctica con el objetivo de evitar que la cadena se salga (descarrile) de las ruedas dentadas que arrastra, se emplean mecanismos de tensión para mantener la tensión de la cadena”.

[13]<https://es.scribd.com/doc/136587254/Catarina-s>

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)} \dots (1.4)$$

Dónde:

$D = \text{diametro de paso de la catarina(pulg)}$

$P = \text{paso de la cadena(pulg)}$

$N = \text{numero de diente}$

$$\frac{C}{P} = \frac{1}{4} \left[\frac{L}{P} - \frac{N_2 + N_1}{2} \sqrt{\left[\frac{L}{P} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \dots (1.5)$$

Dónde:

$L = \text{longitud de la cadena(pulg)}$

$C = \text{distancia entre centros(pulg)}$

$P = \text{paso de la cadena(pulg)}$

$N_1 = \text{numero de dientes de la catarina impulsora}$

$N_2 = \text{numero de dientes de al catarina impulsada}$

$$\frac{L}{P} = 2 \frac{C}{P} + \frac{N_1 + N_2}{2} + \frac{(N_1 - N_2)^2}{4\pi^2 \frac{C}{P}} \dots (1.6)$$

Dónde:

$\frac{L}{P} = \text{longitud por paso(pulg)}$

$C = \text{distancia entre centros(pulg)}$

$P = \text{paso de la cadena(pulg)}$

$N_1 = \text{numero de dientes de la catarina impulsora}$

$N_2 = \text{numero de dientes de al catarina impulsada}$

$$\Rightarrow C = \frac{C}{P} \times P \dots (1.7)$$

Dónde:

$C = \text{distancia entre centros}$

$P = \text{paso de la cadena}$

[24] Diseño en ingeniería mecánica “shigley”p.859-895

1.3.7 Cadenas de transmisión:

“Las cadenas de transmisión son la mejor opción para aplicaciones donde se quiera transmitir grandes pares de fuerza y donde los ejes de transmisión se muevan en un rango de velocidades de giro entre medias y bajas.

También las transmisiones por cadenas son transmisiones robustas, que permiten trabajar en condiciones ambientales adversas y con temperaturas elevadas, aunque requieren de lubricación. Además proporcionan una relación de transmisión fija entre las velocidades y ángulo de giro de los ejes de entrada y salida, lo que permite su aplicación en automoción y maquinaria en general que lo requiera.

Según su función a desarrollar, las cadenas se dividen en los siguientes tipos:

Cadenas de transmisión de potencia: cuya aplicación es transmitir la potencia entre ejes que giran a unas determinadas velocidades.

Cadenas de manutención: o también llamadas cadenas transportadoras. Son un tipo de cadenas que gracias a una geometría específica de sus eslabones o enlaces le permiten desempeñar una función de transporte o arrastre de material.

Cadenas de carga: o también llamadas de bancos de fuerzas. Son cadenas que permiten transmitir grandes cargas, y son usadas, por ejemplo, para elevar grandes pesos, o accionar bancos de fuerza, entre otros usos.

Tipos de cadenas:

Según la geometría que presenten los eslabones o enlaces que conforman las cadenas, y dentro de la división entre cadenas de transmisión de potencia, de manutención y de carga, éstas pueden ser a su vez de diversos tipos, como se expone a continuación:

Cadenas de transmisión de potencia:

En el tipo anterior de cadenas de casquillos fijos, el casquillo no rota ni gira respecto a las placas interiores de la cadena.

En las cadenas de rodillos se monta un rodillo cilíndrico adicional montado sobre el casquillo de la cadena. Los rodillos se montan sueltos, de manera que pueden girar libremente sobre el casquillo. Esto mejora el rozamiento entre la cadena y la rueda dentada sobre la que engrana.

A continuación, se adjunta dos tipos de cadenas de transmisión de potencia que ofrecen un funcionamiento más silencioso y uniforme. No obstante, estos tipos no son recomendables para transmitir grandes pares de fuerza ni velocidades de giros elevadas, dada el riesgo que existe de desengranar la cadena de transmisión de la rueda dentada.

Cadenas de manutención y transportadoras:

Cadenas de carga:

La misión principal de las cadenas de carga es la de poder transmitir elevados niveles de esfuerzos. Para ello debe disponer de una mayor sección resistente que las cadenas de transmisión normales. Esto se consigue añadiendo más placas que unan los eslabones de la cadena”.

[14] ingemecanica.com transmisión por cadenas

$$H_a = K_1 \times K_2 \times H_{tab} \dots (1.8)$$

Dónde:

$$H_a = \text{potencia permisible}(hp)$$

$$K_1 = \text{factor de correccion por } N^\circ \text{ de dientes} \neq 17$$

$$K_2 = \text{factor de correccion por } N^\circ \text{ de torones}$$

$$H_{tab} = \text{potencia tabulada}(hp)$$

$$H_d = K_s \times N_d \times H_{nom} \dots (1.9)$$

Dónde:

$$F_s = \frac{H_a}{H_d} \dots (1.10)$$

Dónde:

F_s = factor de

H_d = potencia a transmitir (hp)

K_s = factor de servicio

N_d = factor de diseño

H_{nom} = potencia nominal (hp)

seguridad

H_a = potencia permisible (hp)

H_d = potencia a transmitir (hp)

$$F = \frac{33000 \times H_{nom}}{v} \dots (1.11)$$

Dónde:

F = tension de la cadena (lbf)

H_{nom} = potencia nominal

v = velocidad de rotacion $\left(\frac{\text{pies}}{\text{min}}\right)$

[24] Diseño en ingeniería mecánica “shigley” p.859-895

1.3.8 Ejes de transmisión:

Estado de carga en eje de transmisión:

“Un eje o árbol de transmisión es un elemento rotatorio, generalmente de sección circular, que transmite potencia. Por contraposición, un eje fijo es aquel que no transmite potencia; por ejemplo, el eje de una bisagra. A efectos de cálculo, un eje fijo es sólo un caso particular de eje de transmisión en el cual la potencia transmitida es nula”.

A lo largo de un eje que transmite potencia, aparece siempre una distribución de momentos torsores. Si P es la potencia transmitida y ω la velocidad angular del eje, el momento torsor T debe valer:

$$P = T \times \omega \dots (1.12)$$

Dónde:

$$P = potencia (watts)$$

$$T = torque(N.m)$$

$$\omega = velocidad angular(rad/s)$$

Esta ecuación es válida para valores instantáneos de la potencia, la velocidad angular y el par. En el caso de que, en condiciones de operación, la potencia y la velocidad de giro sean constantes, el par torsor también lo será.

[15] www.buenastareas.com diseño de ejes de transmisión.

$$T = F \cdot d \dots (1.13)$$

Dónde:

$$T = torque(Nm)$$

$$F = fuerza(N)$$

$$d = distancia(m)$$

Seguridad del eje de transmisión bajo el torque de transmisión (AISI 1045, $S_y=530\text{Mpa}$):

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{N} = \frac{T \times r}{J} \dots (1.14)$$

Dónde:

$$\tau_{max} = esfuerzo maximo al cortante$$

$$S_y = esfuerzo ala fluencia a la tension$$

$$N = factor de seguridad$$

$$T = torque$$

$$r = radio$$

$$J = momento de inercia polar = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{2} = \frac{T \times r}{J}$$

$$\tau_{max} = \frac{T \times \frac{d}{2}}{\pi * \frac{d^4}{32}} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3}$$

Despejamos d:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times T}{\pi \times \tau_{max}}} \dots (1.15)$$

Dónde:

$d = \text{diametro de eje(pulg)}$

$T = \text{torque(Nm)}$

$\tau_{max} = \text{esfuerzo maximo al cortante}(\frac{N}{m^2})$

$16 = \text{constante del momento de inercia polar}$

[27] Diseño de maquinaria Robert L. Northon.p.749

1.3.9 Rodamientos: Selección del tamaño del rodamiento utilizando la fórmula de vida:

“La duración de un rodamiento se puede calcular con diferentes niveles de sofisticación, que dependen de la precisión que se puede alcanzar en la definición de las condiciones de funcionamiento”.

[16] Documents.tips › Documents, selección de rodamientos.

Formula de la vida nominal (L_{10})

El método más simple para calcular la duración de un rodamiento consiste en la aplicación de la formula ISO de la vida nominal, es decir:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^P \frac{C}{P} = L_{10}^{\frac{1}{P}} \dots (1.16)$$

Dónde:

L_{10} = Vida nominal, en millones de revoluciones.

C = capacidad de carga dinámica, en N.

P = carga dinámica equivalente, en N.

p = exponente de la fórmula de la vida.

$p = 3$ para los rodamientos de bolas. $p =$

$10/3$ para rodamientos de rodillos.

Para rodamientos que funcionen a velocidades constantes, será más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio usando para ello la ecuación.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = \frac{10^6}{60n} L_{10} \dots (1.17)$$

Dónde:

L_{10h} = Vida nominal, en horas de servicio. $n =$

velocidad de giro, en rpm.

La vida L_{10h} en función de la seguridad de carga C/P y la velocidad de rotación n .

$$F_R = \frac{F_D (60 \times L_D \times n_D)^{1/a}}{(10^6)^{1/3}} \dots (1.18)$$

Dónde:

$F_R = \text{carga dinamica (carga nominal de catalogo) (lbf)}$

$F_D = \text{carga deseada (lbf)}$

$L_D = \text{vida deseada en revoluciones (horas)}$

$n_D = \text{rpm deseada}$

$a = 3$ para rodamientos de bolas

$$f_h = f_n \frac{C}{P} \dots (1.19)$$

Dónde:

$f_h = \text{factor de vida}$

$f_n = \text{factor de velocidad}$

$C = \text{capacidad basica de carga dinamica}(N)$

$P = \text{carga dinamica equivalente}(N)$

$$L_{10h} = 500f_h^3 \dots (1.20)$$

Dónde:

$L_{10h} = \text{vida nominal basica(en horas de servicio)}$

$f_h = \text{factor de vida}$

[17] catálogo de rodamientos, Capacidad de carga y vida (NTN) p.A-17.

[28] ALVA DAVILA, Fortunato. Diseño de elementos de máquina II. p.202-204.

1.3.10 Biela-manivela

Pieza de una máquina que sirve para transformar el movimiento rectilíneo en movimiento de rotación, o viceversa.

"La biela transforma el movimiento ascendente y descendente del pistón del motor de un automóvil en movimiento rotatorio"

Invención de la biela

Karl Benz y Daimler Gottlieb, estos fueron las dos personas que revolucionaron el mundo de los motores, el tren a vapor, utilizaba este mecanismo conocido como Biela. Y su acompañante la Manivela fue creada En Egipto, existen muchas teorías Sobre la verdadera existencia.

Concepto de Manivela

Es una palanca con un punto al eje de rotación y la otra en la cabeza de la biela. Cuando la biela se mueve alternativamente, adelante y atrás, se consigue hacer girar la manivela gracias al movimiento general de la biela. Y al revés, cuando gira la manivela, se consigue mover alternativamente adelante y atrás la biela y el émbolo.

Mecanismo biela-manivela

Sus funciones son: Por Jaime Alejandro vallecillo Montoya, Sharon Hernández, liceo departamental área tecnología.

La biela como un mecanismo de la industria.

En 1900 un ingenioso inventor de la industria automovilística, investigo acerca de este tema, profundamente. En ese momento no se le conocía como biela si no Monocutrizador, que este servia para maquinas grandes y pesadas para construcción. Entonces este ingenioso alemán aplico todo el modelo a una Bicicleta, con la misma ejecución, pero cambios como el tamaño y la forma. Y ahora lo conocemos todos, está en todas la Bicicletas en el mundo. Después este |modelo siguió avanzando hasta llegar a los autos.

[18] <https://prezi.com/zjycscaabrvc/mecanismo-biela-manivela>

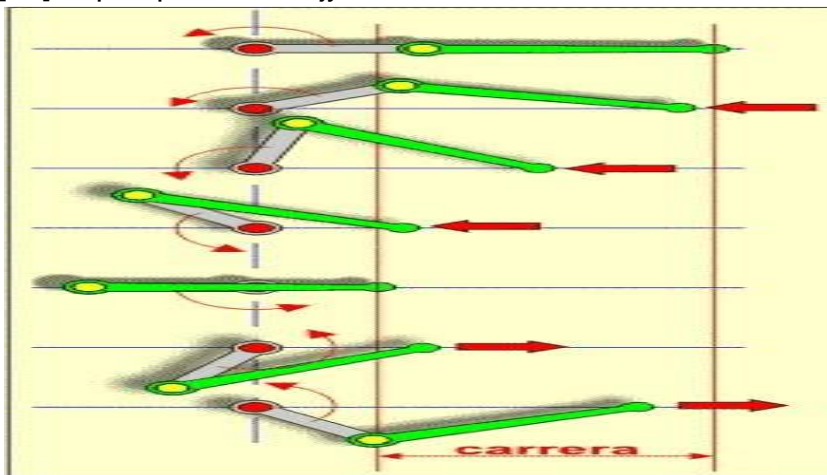


Figura 1.5 Secuencia anti horaria del mecanismo biela-manivela.

La trayectoria seguida por el pie de biela es lineal alternativa, pero la orientación del cuerpo de la biela cambia en todo momento. Esto presenta un pequeño inconveniente que puede solventarse añadiendo otros operadores (por ejemplo un émbolo)

Este sistema es totalmente reversible, pues se puede imprimir un movimiento lineal alternativo al pie de biela y obtener uno giratorio en el eje de la manivela.

1.3.11 Acoplamientos

Los acoplamientos más simples tienen un grado de libertad de uno, lo que significa que hay una entrada de movimiento ("input motion", en Inglés) que produce una salida de movimiento ("output motion", en Inglés). La mayoría de los acoplamientos son también planares, significando que todos los movimientos toman lugar en un sólo plano. Los acoplamientos espaciales (no-planar) son más difíciles de diseñar y por lo tanto, no tan comunes.

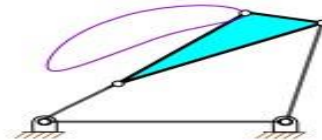


Figura 1.6 Acoplamientos sencillos, son capaces de producir un movimiento complicado.

Tipos de uniones:

Pin, rotación de GDL (Grado De Libertad) de uno. Algunos ejemplos son: bujes, cojinetes, pernos, empalmes, remaches y bisagras.

Semiesféricos, movimiento lineal de GDL de uno o dos. Cojinetes lineales, cilindros hidráulicos, rodillos y pistones.

Bolla y socket, rotación de GDL de tres, usualmente restringido a un GDL de uno por las otras uniones en el mecanismo.

□ Los diseñadores sintetizarán un acoplamiento comenzando por un movimiento de salida requerido, una ventaja mecánica, velocidad y aceleración. Un tipo de acoplamiento es escogido y modificado para dar el desempeño requerido.

Cada unión es tratada como un vector, y los vectores pueden ser combinados en un sistema de ecuaciones, porque éstos forman un circuito. La matriz es resuelta para crear una ecuación de forma cerrada que relaciona las entradas de movimiento con los movimientos de salida. Lo mismo es hecho para la ventaja mecánica, o en otra cantidad importante. Las ecuaciones de movimiento son derivadas con respecto al tiempo para encontrar la velocidad y aceleración de las partes del mecanismo.

[20] [https:// /wiki/Acoplamiento mecánico](https://wiki/Acoplamiento_mecánico)

1.3.12 Esfuerzos en ejes:

En general, las cargas axiales son comparativamente pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión. Entre los esfuerzos predominantes tenemos:

-Esfuerzo por cortante.

-Esfuerzo por flexión.

-Esfuerzo por torsión.

-Esfuerzo por tracción.

Esfuerzos en componentes de máquinas:

Esfuerzo cortante de diseño

$$\tau_d = \frac{S_{YS}}{N} = \frac{S_Y}{2N} \quad (1.21)$$

Dónde: S_{YS} = resistencia ala fluencia al cortante

N = factor de seguridad

Esfuerzo de apoyo

$$S_A = \frac{F}{ld} \quad \dots (1.22)$$

Dónde: F = fuerza aplicada (N)

l = longitud (m)

d = diametro (m)

Esfuerzo de desgarro

$$S_D = \frac{F}{2ld_1} \quad \dots (1.23)$$

Factor de seguridad

$$N = \frac{S_{YS}}{S_A} \quad \dots (1.24)$$

Dónde: N = factor de seguridad

S_{ys} = resistencia ala fluencia al cortante

S_A = esfuerzo por aplastamiento

Esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{4Q}{3\pi \times r^2} \quad \dots (1.25)$$

Dónde: τ = esfuerzo cortante maximo($\frac{N}{m^2}$)

Q = fuerza cortante(N) r

= radio del eje(m)

Esfuerzo cortante de diseño

$$\tau_d = \frac{S_{YS}}{N} \quad \dots (1.26)$$

Dónde:

τ_d = esfuerzo cortante de diseño

S_{ys} = resistencia ala fluencia al cortante

N = factor de seguridad

Esfuerzo normal por flexión

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M\left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3} \dots (1.27)$$

Dónde:

σ = esfuerzo normal debido a un momento flector M

= momento flector en una determinada seccion

C = distancia media apartir del eje neutro = $\frac{d}{2}$

I = momento de inercia del area de la seccion transversal = $\frac{\pi d^4}{64}$

Esfuerzo de diseño

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N} \dots (1.28)$$

Dónde:

S_y = esfuerzo a la fluencia a la tension

N = factor de seguridad

Sección transversal

$$S = \frac{M}{\sigma} \dots (1.29)$$

Dónde:

S = seccion transversal (m^2)

M = momento flector en una determinada sección(Nm)

σ = Esfuerzo debido a un momento flector($\frac{N}{m^2}$)

Espesor

$$\frac{th^2}{6} = S \quad \therefore \quad t = \frac{S(6)}{h^2} \dots (1.30)$$

Dónde: $t = \text{espesor(m)}$

$h = \text{ancho (m)}$

$S = \text{seccion transversal}(m^2)$

[24] Diseño en ingeniería mecánica “shigley” p.354-358.

[26] Robert I. Norton. Diseño de maquinaria. 3ra edicion.p.749.

1.3.13 Levas:

Leva se define como un elemento que impulsa, por contacto directo a otro elemento “seguidor” el cual realiza un movimiento lineal concreto o cualquier dispositivo que en una maquina transforma un movimiento rotatorio en un movimiento repetitivo lineal a una segunda pieza llamada “pulsador”, comúnmente las levas se emplean para abrir y cerrar las válvulas de un motor siguiendo una secuencia determinada relacionada con el giro del eje llamado por ello “árbol de levas”.

Clasificación de las levas

Se denomina cadena cinemática de orden superior aquella en las que uno de los pares es de orden superior, es decir, de contacto lineal. El contacto de dos elementos del par superior puede ser permanente las cuales son de tipo excéntricas o sucederse a intervalos las cuales son de tipo trinquetes.

Tipos de levas

Leva de rodillo: la leva roza contra un rodillo que gira disminuyendo el rozamiento contra la leva.

Leva de ranura: define el movimiento esta tallado en un disco giratorio. El pulsador o elemento guiado termina en un rodillo que se mueve de arriba hacia abajo siguiendo el perfil de la ranura practicada en el disco.

Levas de tambor: es en los palpadores, un rodillo que se desplaza a lo largo de una ranura tallada en un cilindro concéntrico con el eje de la leva cilíndrica. **Levas**

de disco: en este tipo de leva el perfil esta tallado en un disco montado sobre un eje giratorio “árbol de levas”. El pulsador puede ser un vástago que se desplaza

verticalmente en línea recta y que termina en un disco que está en contacto con la leva el pulsador puede estar comprimido por un muelle para mantener el contacto con la leva.

Levas globicas: aquellas que, con una forma torica, giran alrededor de un eje y sobre cuya superficie se han practicado unas ranuras que sirven de guías al otro miembro. El contacto entre la leva y la varilla puede asegurarse mediante cierres de forma o de fuerza.

Levas cónicas: basadas en un principio similar al anterior

Levas cilíndricas: es un cilindro que gira alrededor de un eje y en el que la varilla se apoya en una de las caras no planas. El punto p se ve así obligado a seguir la trayectoria condicionado por la distinta longitud de las generatrices. Teoría de máquinas

[21] Autor Salvador Cardona Foix www.elprisma.com

1.3.14 Sistemas de control:

El control puede ser definido como el conjunto de métodos o técnicas aplicadas a un proceso, cuya función es mantener variables involucradas dentro de él, dentro de límites normales de operación. Tipos de control Existen diversas clasificaciones para los sistemas de control, está es una de ellas: 1. Naturales o biológicos. 2. Artificiales 3. Mixtos (Mezcla de los anteriores) Naturales o biológicos Son aquellos en los que las variables de un proceso natural se mantienen bajo condiciones normales por acciones de control del medio natural mismo.

Artificiales Son ideados y hechos por el hombre, siendo el estudio de éstos el objetivo principal de la teoría de control. Mixtos Finalmente, el último tipo de sistemas de control lo constituyen, como ya lo habíamos señalado, aquellos que utilizan tanto componentes artificiales como biológicos, o sea, mixtos.

Sistema de control de lazo cerrado.

Son aquellos en los que la señal de salida tiene efecto directo sobre la acción de control, los sistemas de control de lazo cerrado son sistemas de control retroalimentados (fig. 1.7)

[23] Profesor: MC Jacob J. Vásquez Sanjuán de la Universidad Tecnológica de la Mixteca



Figura 1.7 Diagrama a bloques de un sistema a lazo cerrado

1.4 Formulación del problema

¿Cuáles son las características técnicas de diseño de un sistema de volteo de porta bandejas de maquina incubadora de huevos fértiles de 93312 huevos de capacidad, para reducir las mermas en incubación en la empresa TECNIAGRO SRL de la ciudad de Trujillo?

1.5 Justificación del estudio

- Económica

Al poner en servicio el sistema propuesto, se reducirán las mermas en incubación en un orden del 3 % de huevos incubables iniciales como se muestra en la tabla 1.5 de anexos, donde las pérdidas se redujeron de 48067 NS a 1242 NS donde se obtuvo un ROI de 46825 NS, permitiendo obtener beneficios económicos que permitan asegurar el retorno de la inversión y generar valor.

Permitirá generar mejor ambiente laboral y mayor demanda de mano de obra, pues habrá mayor cantidad de pollitos que manipular y mejorar la molestia que hay de voltear manualmente con cuidado y a cada hora.

- Tecnológica

Permitirá utilizar la tecnología como (moto reductores, micro interruptores, levas, temporizadores, relays, entre otros y poder simular el mecanismo en el solid Works). Para resolver un problema industrial

1.6 Objetivos:

1.6.1 General:

Determinar las características técnicas de diseño para un sistema de volteo automático de portabandejas de maquina incubadora de huevos fértiles para reducir las mermas en incubación en la empresa TECNIAGRO SRL de la ciudad de Trujillo

1.6.2 Específicos:

- Conocer las características de incubación del huevo fértil de gallina reproductora
- Determinar el concepto de solución del mecanismo automático de volteo.
- Diseñar el mecanismo de volteo de portabandejas y el sistema de transmisión de potencia.
- Determinar las características técnicas del mecanismo.
- Simular el mecanismo de rotación y ajuste de posición en solid work.
- Diseñar el circuito de control del mecanismo de volteo.

II MÉTODO

2.1 Diseño de la investigación:

Para diseñar la investigación se tomara en cuenta los siguientes parámetros

- ✓ Seguridad
- ✓ Rendimiento(el grado en el que el diseño satisface o excede los objetivos de diseño)
- ✓ Confiabilidad(una alta probabilidad de que el diseño cumplirá con la vida útil o la excederá)
- ✓ Facilidad para fabricar
- ✓ Disponibilidad de servicio o reemplazo de componentes
- ✓ Facilidad en cuanto a operación
- ✓ Costo inicial bajo
- ✓ Costo de mantenimiento y operación bajos
- ✓ Tamaño reducido y de poco peso

- ✓ Poco ruido y escasa vibración; que opere con suavidad
 - ✓ Uso de materiales accesibles y facilitar la compra de componentes
 - ✓ Uso prudente de partes cuyo diseño es único junto con componentes en el mercado
 - ✓ Que su aspecto resulte atractivo y adecuado para su aplicación (fuente naturaleza del diseño mecánico,
- [27] Robert L. Mott p. (8-9)

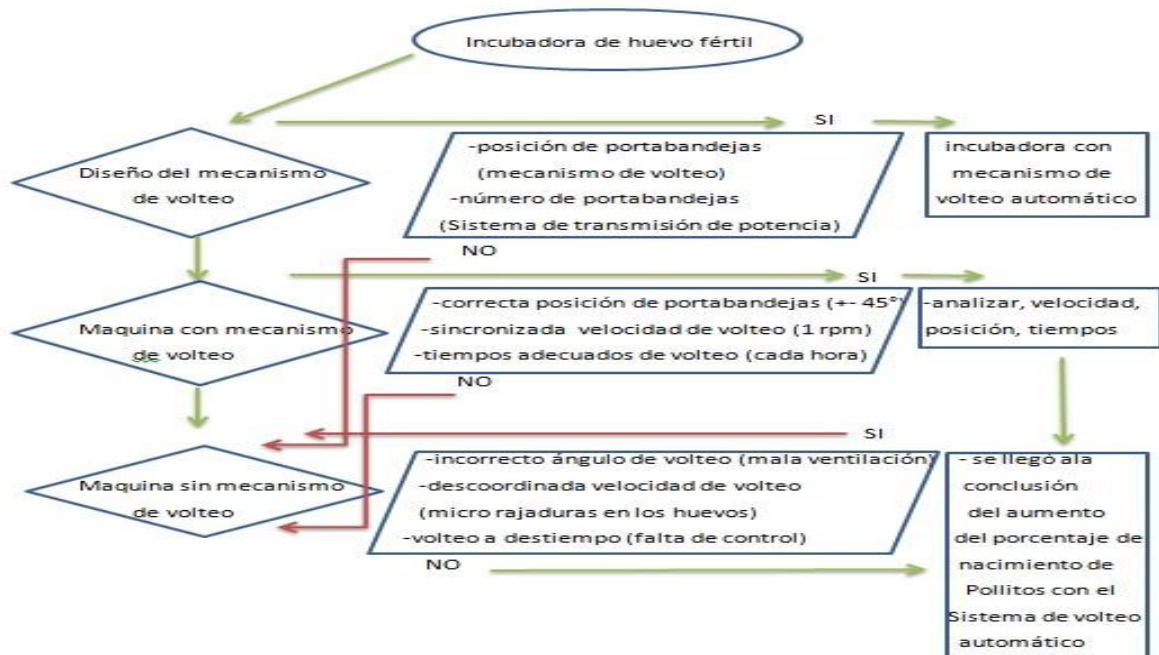


Figura 2.1 flujo grama del diseño de la investigación de la maquina con volteo y sin volteo

Tabla 2.1 Matriz de evaluación técnica (base de 1 a 3)

Matriz de evaluación						
Solución f. parcial	Mecanismo I	calidad	Mecanismo II	Calidad	Mecanismo III	calidad
		capacidad		capacidad		capacidad
Energía potencial	Motor eléctrico	3	neumática	1	hidráulico	2
		3		2		2
Aumento del torque	Reductor por engranes	2	Reductor por catarinas	3	Reductor por poleas	3
		2		3		1
Acople del reductor al eje de transmisión	Por cadena de rodillos	3	Por cadena de rodillos	3	Por fajas	2
		3		3		1

Acople del eje de transmisión a soporte de portabandejas	Sistema biela –brazo pitman	3	Sistema Bielamanivela	3	sistema excéntricobiela	2
		3		2		3
Acople de biela o brazo a soporte de portabandejas	Leva de fuerza de forma T invertida	3	Levas cónicas	3	Leva de fuerza triangular	3
		3		2		2
Control de giro de + - 45°con respecto a la vertical	Leva arandela con micro interruptor	3	Leva arandela con fin de carrera	3	Leva arandela con micro interruptor	3
		3		2		3
		3	Relé de	2		3

Controlar la frecuencia horaria de rotación	Relé electromecánico con temporizador	3	estado sólido con su temporizador	3	Relé electromecánico con temporizador	3
Σ	40	20	35	18	33	18
		20		17		15

En la figura 3.3 se puede ver cuál es el mecanismo con mejor posibilidades de diseño bajo aspectos económicos y técnicos.

2.2. Variables, Operacionalización

Variables independientes

- Características del huevo fértil
- Posición de portabandejas
- Número de portabandejas

Variable dependiente

- Mecanismo de volteo
- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de control

Variable interviniente

Humedad relativa medioambiental, %

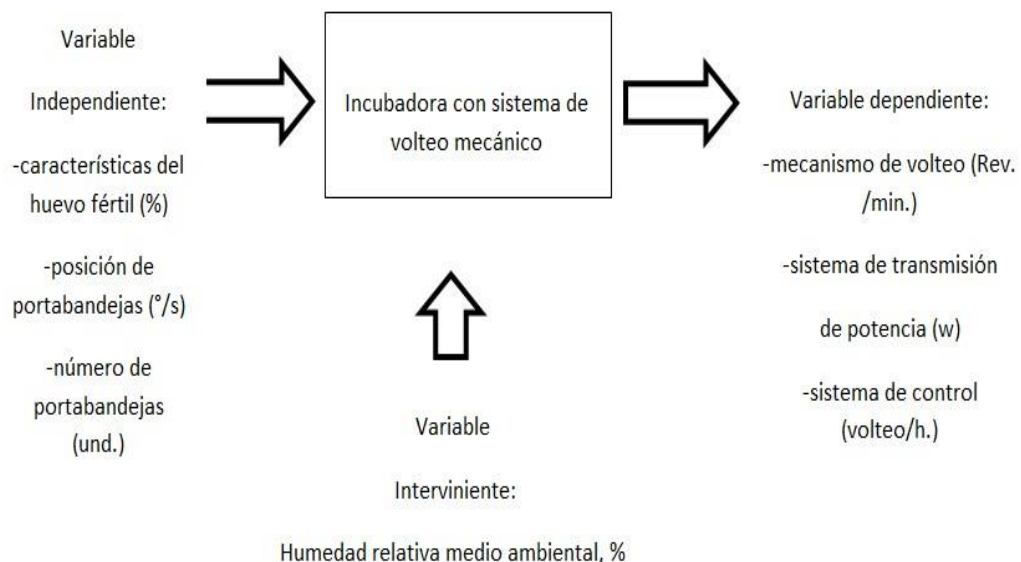


Figura 2.2 identificación de variables

Tabla 2.2. Operacionalización de variables

Variable independientes	Definición conceptual	Definición Operacional	Indicadores	Escala de medida
Características del huevo fértil	Matriz cálcica, separada del albumen o clara por una membrana, contiene pequeñísimas cantidades de mucopolisacáridos que colabora de alguna manera a formar el entramado de la matriz.	Se Incuba, a temperatura, humedad y volteo constante.	Indicando la fertilidad de los huevos.	(%)

Posición de portabandejas	Movimiento rotacional alterno que describe un ángulo en la unidad de tiempo	Rotación de porta bandejas	Grados	$\pm 90^\circ$
Numero de portabandejas	Estructura de fierro galvanizado que se encarga de sostener a las bandejas con sus respectivos huevos y girarlos por medio de	Voltear portabandeja s a sus ángulos deseado.	Unidades	Portabandejas (576) bandejas(1728) huevos(de 1 a 933312)

	tiras de soporte.			
Variable dependientes Mecanismo de volteo	Mecanismo encargado de convertir el movimiento rotacional en movimiento lineal alterno y de soportar las portabandejas.	El movimiento rotacional del eje de transmisión es convertido en lineal alterna por los componentes biela, manivela y transmitida ala leva motriz.	Grados.	45°.

Sistema de transmisión de potencia	Sistema encargado de administrar la potencia de accionamiento al mecanismo de volteo	Es accionado por un moto reductor El cual gira al eje de transmisión por catarinas y una cadena de rodillos y sostenido por soportes de brida con rodamientos.	Hp.	0.5 hp.
de sistema control	Mecanismo encargado de controlar los tiempos de	Activa y desactiva cada hora el moto reductor	frecuencia	24 volteos al día
	operación del mecanismo (relé, timer, Contactor, leva, arandela y micro interruptor)	de volteo dando un giro de 90°		

2.3 Población y muestra:

Población:

Mecanismo de volteo de incubadoras, de huevo fértil en la ciudad de Trujillo.

Muestra:

Mecanismo de volteo de incubadora de huevos Chick Master de la empresa Tecniagro SRL.

Muestreo: Es una sola maquina por lo tanto no se aplica técnica de muestreo.

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Los datos serán obtenidos de la misma maquina incubadora, del jefe de producción y del personal responsables de máquinas incubadoras y logística, como se especifica en la tabla 2.3

Tabla 2.3 Hoja de preguntas y entrevista (ficha de recolección de datos)

técnica	instrumento	objeto	objetivo
Mediciones industriales	Se utilizó una cámara luminosa para ver al trasluz la infertilidad (embriodiagnosis) por la rotura de huevos por falta de volteo automático y por ende la pérdida de peso de los huevos.	En una hoja de reporte que va dirigido al encargado de logística	Para determinar porcentajes de huevos fértiles y mermas por rajaduras.
Entrevista	Entrevista al jefe de producción.	Una hoja de consultas firmado y sellado por el jefe de producción.	Se comunicó la molestia de la falta de este mecanismo de volteo en la incubadora y que se necesitaba voltear las portabandejas a 45° con respecto a la vertical alternamente a una velocidad de 30 segundos y que dicho volteo debe situarse dentro de un espacio de (1 x 1.5 x 0.6 mt)

Lecturas	Sistema cómputo de elaboración de diagramas.	Registro de datos de la empresa	Determinar capacidad de proceso, costo de operación, costo de mantenimiento como se muestra en la tabla 2.4
Observación los hechos de directa de hechos	Cuaderno de ocurrencias durante los turnos de incubación.	Personal responsable de maquinas	Se comunicó que este mecanismo también tendría que posicionar las portabandejas horizontalmente para facilitar la limpieza, carga, descarga y mantenimiento.

Tabla 2.4 pérdida de huevos fértiles en incubadora chick master empresa tecniagro año 2014- 2015

mes/año	Total huevos iniciales	Huevos no fértiles	% huevos no fértiles	Valor unitario pollito bebe	Pérdida económica por mermas en Incubación
	Huevos	Huevos		NS/pollito	NS
ene-14	90,000	2,710	3.01%	1.5	4,065
feb-14	88,600	2,817	3.18%	1.5	4,225.5
mar-14	87,600	2,700	3.08%	1.5	4,050
abr-14	89,000	2,688	3.02%	1.5	4,032
may-14	88,750	2,696	3.04%	1.5	4,044
jun-14	90,200	2,596	2.88%	1.5	3,894
jul-14	87,800	2,588	2.95%	1.5	3,882
ago-14	90,500	2,642	2.92%	1.5	3,963
sep-14	89,600	2,618	2.92%	1.5	3,927
oct-14	89,000	2,675	3.01%	1.5	4,012.5
nov-14	88,900	2,673	3.01%	1.5	4,009.5
dic-14	90,000	2,642	2.94%	1.5	3,963
TOTAL	1,069,950	32,045	2.99%		48,067.5

Elaboración (logística). Fuente: datos de empresa tecniagroS.R.L.

Validación y confiabilidad del instrumento:

La balanza a emplear es de tipo plataforma electrónica, marca Toledo de 0 a 100 kg., con verificación metrológica anual, grado de precisión igual a 2% nos sirvió para controlar la pérdida de peso en el huevo a causa de las micro rajaduras, pérdida de peso a los 5 días 2kg.

(Ficha de recolección de datos)

El Cronometro calibrado empleado, marca huawei, grado de precisión 0.02 segundos, Nos permitió medir el tiempo de volteo de +45° a -45° con respecto a la vertical, en una incubadora con volteo automático, tiempo de volteo 30 segundos (ficha de recolección de datos).

El transportador utilizado de marca artezco, para medir el ángulo de inclinación de las portabandejas con 0° de error, grado de inclinación con respecto a la vertical 45° (ficha de recolección de datos)

El metro utilizado para medir el volumen disponible donde se instalara el mecanismo de volteo automático, de marca Stanley con 0.05° de precisión, altura

0.60 m, largo 1.50 m, ancho 1 m (ficha de recolección de datos)

El higrómetro a utilizar es de bulbo húmedo, marca chick master de 0 a 90 ° de humedad, con un grado de precisión igual a 0.02° ,que nos sirvió para medir la humedad ambiente de la máquina en cuestión 83° de humedad, y 55% de humedad relativa (ficha de recolección de datos) .

Los termómetros a utilizar son de bulbo húmedo y bulbo seco, marca chick master de 0 a 100.5°F., con un grado de precisión de 0.02 °F nos sirvió para medir la temperatura a la cual trabajaría el mecanismo de volteo, 99.5°F (ficha de recolección de datos).

2.5 Métodos de análisis de datos:

Se empleara la técnica deductiva, empleando técnicas analíticas con las ecuaciones de diseño y simulación con software (solid work) versión trial.

Metodología

Observacional

Tipo de estudio

Aplicado

Diseño de investigación

Pre experimental

III. RESULTADOS

3.1 Características de incubación del huevo fértil de gallina reproductora.

Las características generales de incubación del huevo fértil se describen a continuación, dentro del rango de nuestros antecedentes y teorías opte por los promedios más eficientes:

1. volteo (18 días de volteo de los 21 incubables, 90° en 30 segundos, a +- 45° a la vertical imaginaria, un volteo cada hora)
2. temperaturas de incubación (37.7 ° C)
3. humedad de incubación (50-60% de humedad relativa)
4. ventilación mínima de 21-22% de oxígeno.
5. ubicación, parte obtusa hacia arriba, ahí se encuentra la cámara de aire del embrión.
6. tamaño (52-64 gramos)

3.2 concepto de solución del mecanismo automático de volteo

Lista de exigencias

Tabla 3.1 Lista de exigencias.

proyecto: diseño de un sistema de volteo mecánico de huevo fértil			
			Revisado: jll
nº	Deseo o exigencia	o descripción	Responsable: jlct

1	E	<p>Función Principal:</p> <p>-Voltear un ángulo de 90° las bandejas porta huevos de tal forma que quede a+- 45° de la vertical.</p> <p>-voltear 93312 huevos por periodo de incubación.</p> <p>-la frecuencia de volteo debe ser: 24 volteos /día.</p>	JLCT
---	---	--	------

2	E	<p>Geometrías:</p> <p>-Espacio disponible: 1 x 1.5 x 0.6 mt</p>	JLCT
3	E	<p>Fuerzas:</p> <p>La fuerza se obtendrá de un motor eléctrico que debe tener la potencia necesaria para girar el sistema de voltea con su capacidad máxima de huevo.</p>	JLCT
4	D	<p>Temperatura y humedad:</p> <p>Ala que debe trabajar el mecanismo, Temperatura (37.7°C) y 83° (humedad en el bulbo húmedo) de trabajo a esa temperatura.</p>	
5	E	<p>Materia:</p> <p>-el material del mecanismo de volteo es de fierro galvanizado.</p>	JLCT
6	E	<p>Cinemática:</p> <p>La velocidad de volteo debe ser como máximo 01 Rev. /min. Para evitar choques bruscos y romper el cascarón.</p>	JLCT
7	E	<p>Fabricación:</p> <p>- Los procesos de manufactura que se realizarán podrán ser Llevados a cabo en un taller local.</p>	JLCT

8	E	<p>Señales:</p> <p>-Se contará con un interruptor de palanca basculante en automático, manual y neutro. Serán de fácil comprensión y manejo para el operador</p>	JLCT
---	---	--	------

		<p>y usuarios.</p> <p>- (para el caso de energía eléctrica). Se tendrán luces que indique el proceso de volteo automático, manual y neutro. -El cambio de sentido de giro debe ser automático.</p>	
9	E	<p>Ergonomía:</p> <p>- el mecanismo de volteo debe estar aproximadamente a una altura sobre de 2 m. para facilitar el ingreso de la materia prima.</p>	JLCT
10	D	<p>Montaje:</p> <p>-El montaje del mecanismo de volteo debe ser de rápida instalación.</p> <p>.</p>	JLCT
	E	<p>Mantenimiento:</p> <p>- El mantenimiento de la máquina será de fácil montaje y desmontaje y sin complicaciones gracias a su diseño (disposición de Componentes).</p> <p>. La pintura exterior será protectora (anticorrosivo).</p> <p>- Para conseguir los repuestos se podrá buscar en el mercado local.</p>	JLCT

	E	Costo: - Precio de diseño y fabricación: S/10.000,00.	JLCT
--	---	---	------

Tabla 3.2 Matriz morfológica

<i>Funciones</i>	<i>ejecutores</i>		
Movimiento rotacional	Motor eléctrico		
Aumento de torque	reductor	Cadena más moto reductor	Catarina mayor con Catarina menor.
Acople de eje de transmisión a moto reductor	Acoples fijos (rígidos y flexibles)	Acoples separables	
Acoplar mecanismo a eje de porta bandejas	Biela	manivela	Barra pitman
Controlar giro de $\pm 45^\circ$ con respecto a la vertical	Leva más micro interruptor.	Fin de carrera	

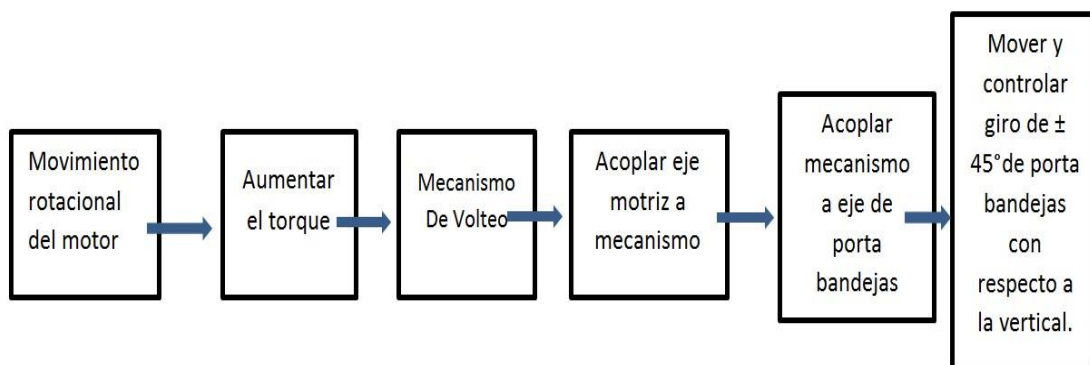


Figura 3.1 Matriz morfológica **Elaboración del proyecto optimo**

Estructura de funciones:

- La función total del sistema de volteo puede representarse en forma de una caja negra, que tiene como magnitudes de medida: velocidad angular, torque motriz o fuerza y potencia. (ver figura 1.9)

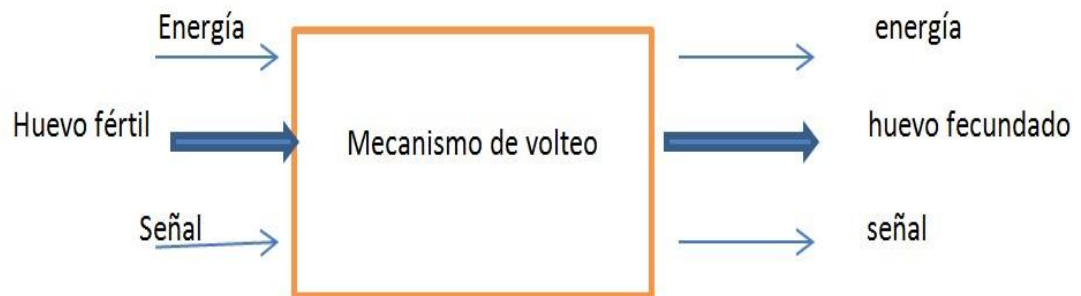


Figura 3.2 caja negra del mecanismo

Se define el ingreso y salida de: la materia, energía y señales.

Ingreso:

Material: Huevos fértiles.

Energía: Energía eléctrica.

Señales: Señal de tipo visual para inicio del proceso.

Salida:

Material: huevos fecundados.

Energía: Energía cinemática de rotación, vibraciones, sonidos.

Señales: Señal de tipo visual de finalización del proceso.

Descripción de funciones.

Transmitir fuerza: Consiste en transmitir la fuerza desde el lugar donde se genera hasta el lugar de las porta bandejas.

Multiplicar fuerza: Se amplifica la fuerza que se le entregara al sistema y se le reduce la velocidad a la necesidad de la capacidad de la maquina incubadora.

Voltear: Se realizara un volteo angular de + - 45° de la vertical cada hora haciendo un giro de 90°.

Estado de la tecnología







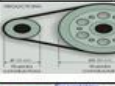

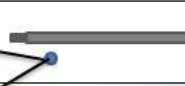
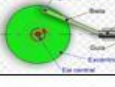







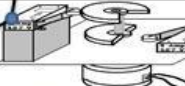



Funciones parciales	alternativas		
Movimiento rotacional			
Aumento del torque			
Acople del reductor al eje de transmisión			
Acople de eje de transmisión a soporte de portabandejas			
Acople de manivela a soporte de portabandejas			
Controlar giro de ±45° con respecto a la vertical			
Controlar la frecuencia horaria de rotación			

Fig. 3.3 Cuadro del estado de la tecnología optimo

Concepto de solución

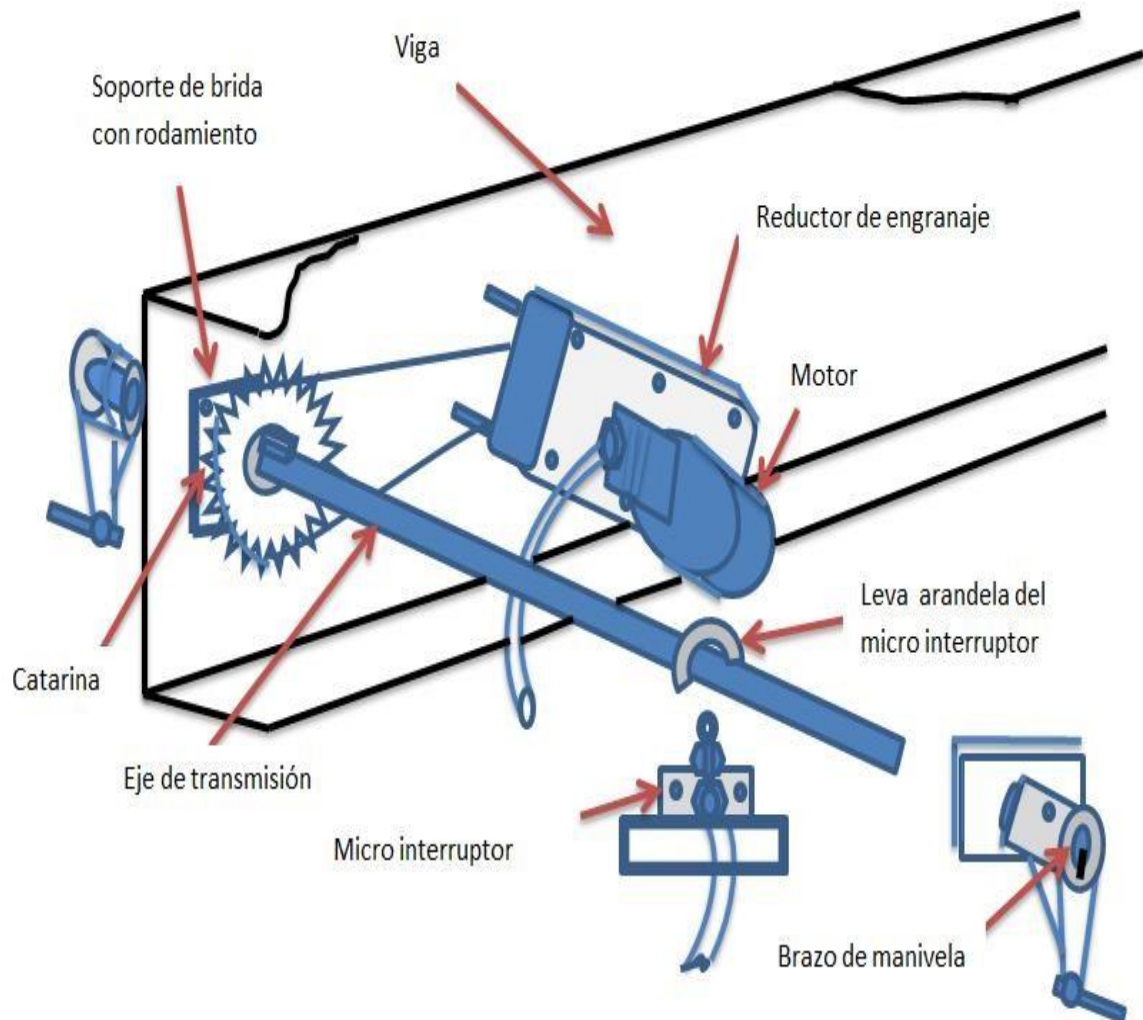


Fig. 3.4 sistema de transmisión de potencia del mecanismo de volteo

En la fig. 3.4 Observamos el sistema de transmisión de potencia que acciona el mecanismo de volteo que está conformado por el moto reductor que acciona por medio de una cadena de rodillos a la Catarina impulsada, que está unida al eje de transmisión que debe girar a una velocidad de 1 rpm sobre unos soportes de brida con rodamientos y sujeto por 4 pernos a la viga de soporte y está conectada al brazo de manivela-biela cambiando el movimiento hacia el mecanismo de volteo de rotacional a lineal alternativo.

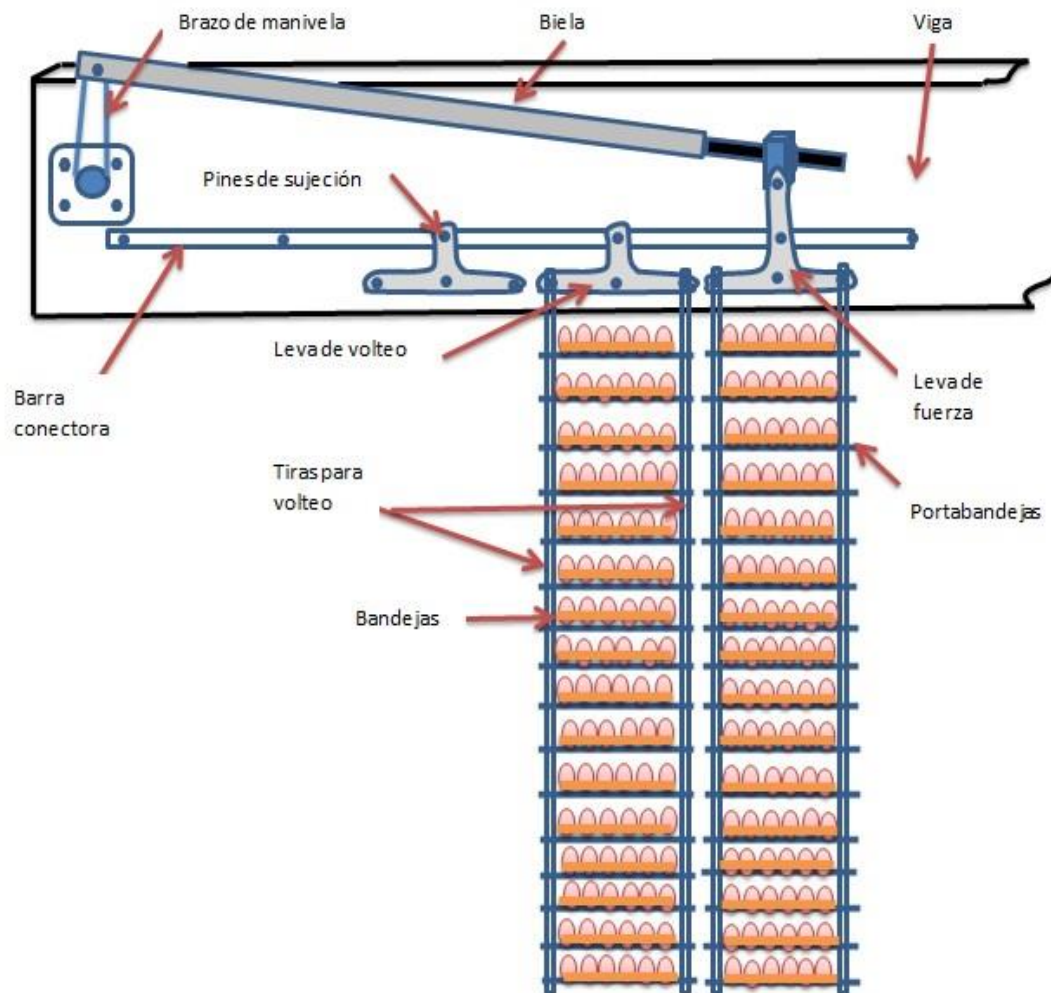


Fig. 3.5 Viga lado derecho del mecanismo de volteo

El mecanismo de volteo que es accionado por el brazo de manivela a la biela que termina en un eje roscado y la posición de la leva se fija mediante una tuerca con anillo de presión y su contratuerca, la cual empuja la leva de fuerza que mediante la barra conectora mueve a las demás levas de volteo (18) que están sostenidas a la viga por pines de sujeción, las cuales sostienen las portabandejas por medio de unas tiras de volteo y estas sostienen a las bandejas con huevos que tienen que ser volteadas a un ángulo de $\pm 45^\circ$ con respecto a la vertical para que estos sean ventilados uniformemente. Como se observa en la fig.3.5

3.3 Diseñar el mecanismo de volteo de portabandejas y el sistema de transmisión de potencia.

3.3.1 Peso total a mover: los componentes tomados en cuenta por orden de peso son:

$$\text{masa de huevos por unidad} = 0.055 \frac{\text{kg.}}{\text{huevo}}$$

$$\text{masa de huevos por bandeja} = 162 \frac{\text{huevos}}{\text{bandeja}} \times 0.055 \frac{\text{kg.}}{\text{huevo}} = 8.91 \frac{\text{kg.}}{\text{bandeja}}$$

$$\text{masa de huevos por leva} = 8.91 \frac{\text{kg.}}{\text{bandeja}} \times 16 \frac{\text{bandeja}}{\text{leva}} = 142.56 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}}$$

$$\text{masa de huevos por viga} = 142.56 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}} \times 18 \frac{\text{leva}}{\text{viga}} = 2566.08 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}}$$

$$= 2566.08 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}} \times 2 \frac{\text{viga}}{\text{incubadora}} = 5132.16 \frac{\text{kg.}}{\text{incubadora}}$$

$$\text{masa de bandejas por portabandejas(3)} = 2.1 \text{ kg.}$$

$$\text{masa de bandejas por leva} = 2.1 \frac{\text{kg.}}{\text{bandeja}} \times 16 \frac{\text{bandeja}}{\text{leva}} = 33.6 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}}$$

$$\text{masa de bandeja por viga} = 33.6 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}} \times 18 \frac{\text{leva}}{\text{viga}} = 604.8 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}}$$

$$\begin{aligned} \text{masa de bandejas por incubadora} &= 604.8 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}} \times 2 \frac{\text{viga}}{\text{incubadora}} \\ &= 1209.6 \frac{\text{kg.}}{\text{incubadora}} \end{aligned}$$

$$\text{masa de portabandejas} = 1.5 \text{ kg.}$$

$$\text{masa de portabandeja por leva} = 1.5 \frac{\text{kg.}}{\text{portabandeja}} \times 16 \frac{\text{portabandeja}}{\text{leva}} = 24 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}}$$

$$\text{masa de portabandeja por viga} = 24 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}} \times 18 \frac{\text{leva}}{\text{viga}} = 432 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}}$$

$$\begin{aligned} \text{masa de portabandeja por incubadora} &= 432 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}} \times 2 \frac{\text{viga}}{\text{incubadora}} \\ &= 864 \frac{\text{kg.}}{\text{incubadora}} \end{aligned}$$

$$\text{masa de tiras} = 400 \text{ gr.} = 0.4 \text{ kg.}$$

$$\text{masa de tiras por leva} = 0.4 \frac{\text{kg.}}{\text{tira}} \times 2 \frac{\text{tira}}{\text{leva}} = 0.8 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}}$$

$$\text{masa de tiras por viga} = 0.8 \frac{\text{kg.}}{\text{leva}} \times 18 \frac{\text{leva}}{\text{viga}} = 14.4 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}}$$

$$\text{masa de tiras por incubadora} = 14.4 \frac{\text{kg.}}{\text{viga}} \times 2 \frac{\text{viga}}{\text{incubadora}} = 28.8 \frac{\text{kg.}}{\text{incubadora}}$$

- masa de huevos en su máxima capacidad: 5132.2 kg.
- masa de bandejas total: 1209.6 kg.
- masa de portabandejas total: 864kg.
- masa total de tiras de soporte de portabandejas: 28.8 kg.

$$\Sigma \text{ masas} = 5132.2 + 1209.6 + 864 + 28.8 = 7234.6 \text{ kg.}$$

$$\therefore P = m \cdot g = 7234.6 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 70971 \text{ N.}$$

Fijamos un factor de seguridad de 1.2 para toda la carga:

$$P_{TD} = F_S \cdot P_T = 1.2 \times 70971 = 85165 \text{ N.}$$

Dónde: P_{TD} = peso total de diseño

En un lado del equipo tenemos 18 levas por lo tanto el total será 36 levas, la carga para cada una de ellas será:

$$P_{carga \text{ por columna}} = \frac{P_{TD}}{\#levas} = \frac{85165}{36} = 2365 \text{ N}.$$

$$\therefore P_{carga \text{ por leva}} = \frac{2365}{2} = 1182.5 \text{ N}.$$

(Solid work) peso de la leva = 0.633Kg

El peso de carga por leva será, el peso de carga por columna entre 2, porque comparten la carga con el pin que se encuentra al extremo opuesto de cada portabandejas.

3.3.2 Esfuerzos en la leva menor y sus pines:

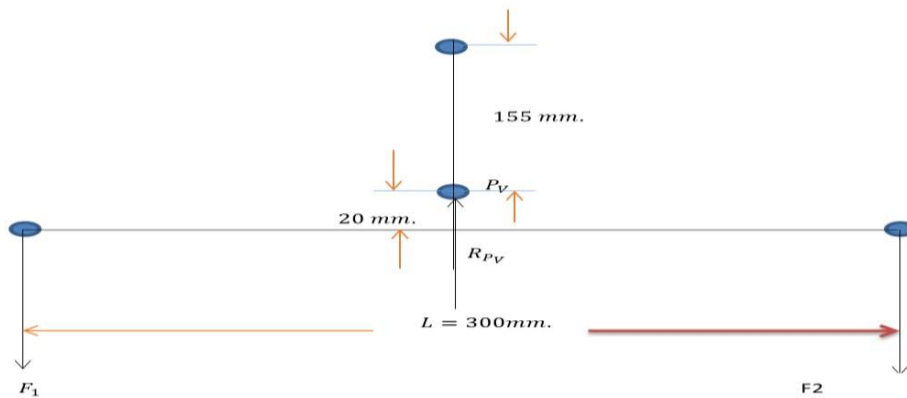


Fig. 3.11. Diagrama de dimensiones de leva menor por diseño y ancho de portabandejas, gráfico horizontal.

$$R_{PV} = F_1 + F_2$$

Dónde: $F_1 + F_2 = \text{peso de carga por leva}$

$$\text{Y } F_1 = F_2 \Rightarrow F_1 = 0.5913 \text{ KN}.$$

$$R_{PV} = 1182.5 \text{ N}.$$

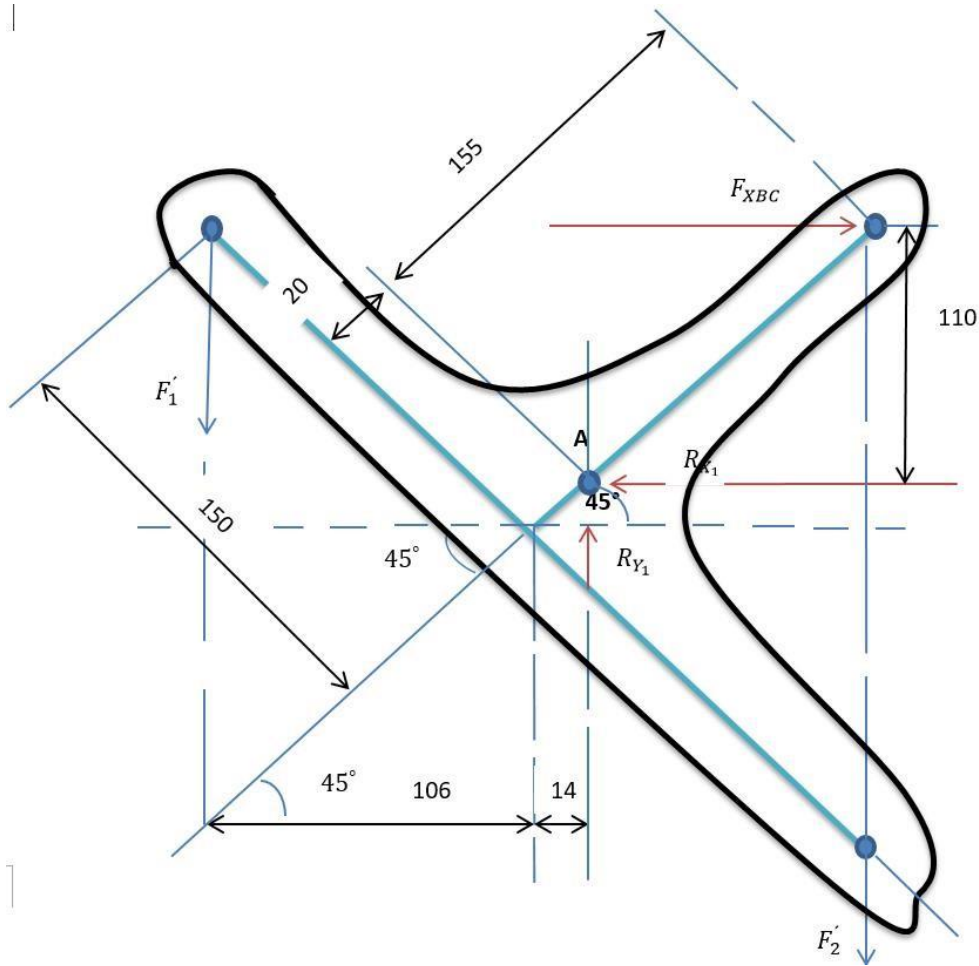


Fig. 3.12 Grafico a 45° de la leva menor y las fuerzas que actúan sobre ella.

$$\Rightarrow \sum M_A = 0$$

$$F_1(106 + 14) - F_2'(92) - F_{XBC}(110) = 0$$

$$F_1 + F_2 = \text{peso de carga por leva}$$

$$(591.25N)(0.120) - (591.25N)(0.092) - F_{XBC}(0.110) = 0 \quad (591.25)(0.120$$

$$- 0.092) - F_{XBC}(0.110) = 0$$

$$F_{XBC} = 150.5 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_1 + F_2 = R_{y1} = 1182.5 \text{ N.}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{XBC} = R_{x1} = 150.5 \text{ N} \approx 151 \text{ N}$$

$$\Rightarrow R_A = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{1182.5^2 + 150.5^2} = 1192.04$$

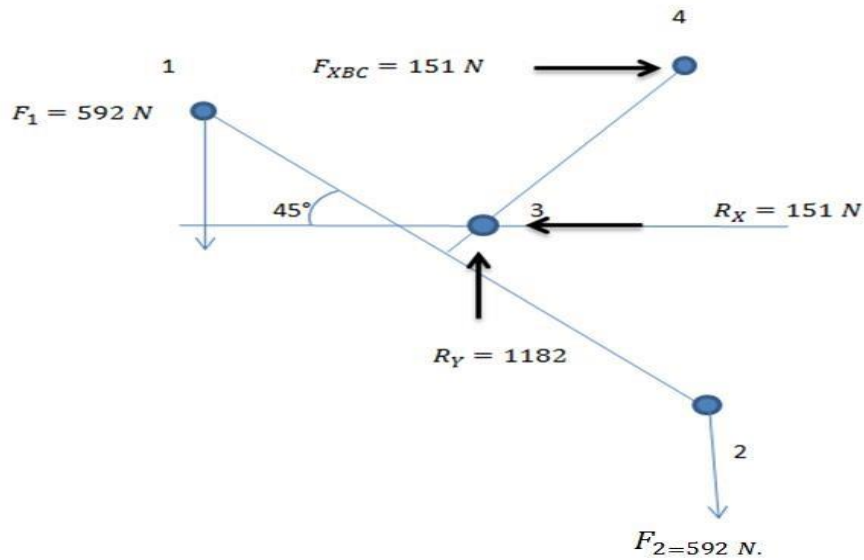


Fig. 3.13 Diagrama de fuerzas en los pines de sujeción.

Leva menor:

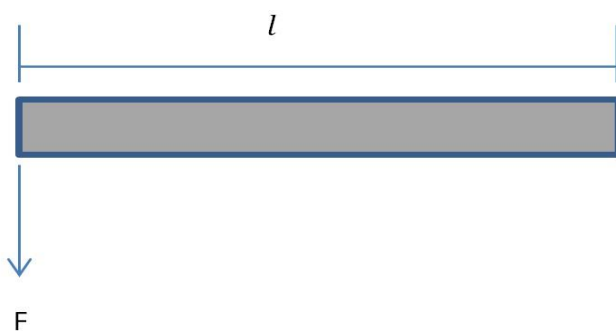


Fig. 3.14 Esfuerzo por flexión en el brazo de la leva desde el pin en (1) hasta la curva de seguridad.

$$\sigma_d = \frac{S_y}{N}$$

$$\sigma = \frac{M}{S}$$

El material recomendado para el diseño de levas es fundición gris que tiene como:

$$S_y = 275.74 \text{ MPa}$$

Usamos la ecuación 1.28 por criterio de diseño seleccionamos un factor de seguridad: $N = 2.5$

$$\sigma_d = \frac{275.74}{2.5}$$

$$\sigma_d = 110.3 \text{ MPa}$$

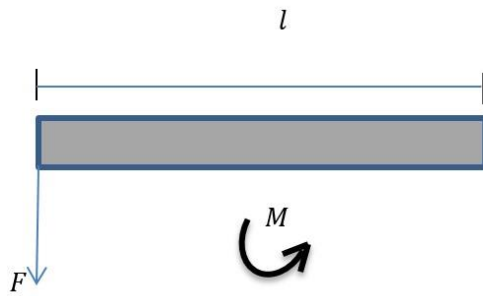


Fig.3.15 momento flector en el brazo de la leva desde el pin (1) hasta la curva de seguridad.

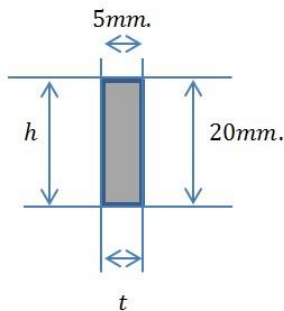


Fig.3.16 dimensiones de la leva menor vista de perfil parte baja.

De la ecuación 1.30 encontramos la longitud, desde el pin en 1 a la curvatura donde se debe aumentar la sección de la leva

$$M = Fl$$

$$t = 5mm. h$$

$$= 20mm.$$

$$\sigma = \frac{Fl}{S}$$

$$S = \frac{th^2}{6}$$

$$\sigma = \frac{FL}{\frac{th^2}{6}} = \frac{6FL}{th^2}$$

$$\sigma_d = \frac{Sy}{N} \Rightarrow \text{si } N = 3$$

Por consideraciones de empuje y desgaste, se dará seguridad adicional a componentes críticos en diseños de estructuras estáticas o elementos bajo carga dinámicos, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades de material y análisis de esfuerzo o el ambiente. [27] Libro diseño de elementos de máquinas de Mott p.185-186.

$$\sigma_d = \frac{275.74}{3} = 91.7 MPa$$

$$F = 592 N.$$

$$91.7 \times 10^6 = \frac{6(592)(l)}{(5 \times 10^{-3})(20 \times 10^{-3})^2}$$

$$l = \frac{91.7 \times 5 \times 20^2 \times 10^6 \times 10^{-9}}{6 \times 592} = 62.19 \times 10^{-3} m. = 62 mm$$

Para una longitud mayor de 62 mm a partir del punto de aplicación de la fuerza debe haber una curvatura para aumentar el módulo de sección (s).

Análisis de diámetros de pines (material AISI 1020) leva menor:

Tenemos:

$$S_{ys} = \frac{S_y}{2} = \frac{352 MPa}{2} = 176 MPa$$

$$\frac{S_{ys}}{N} = \frac{176}{4} = 44 MPa. = \tau_d$$

Usamos la ecuación 1.21 para encontrar el diámetro del pin en 1y 2:

$$\tau_d = \frac{4Q}{3\pi r_1^2}$$

$$\therefore r_1 = \sqrt{\frac{4Q}{3\pi\tau_d}}$$

$$Q = F_1$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{3\pi\tau_d}}$$

$$r_1 = \sqrt{\frac{4(591.25)}{3\pi(44) \times 10^6}}$$

$$r_1 = 2.39 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\phi = 4.78 \text{ mm.}$$

$$\phi = \text{la medida comercial es } \frac{1}{4}$$

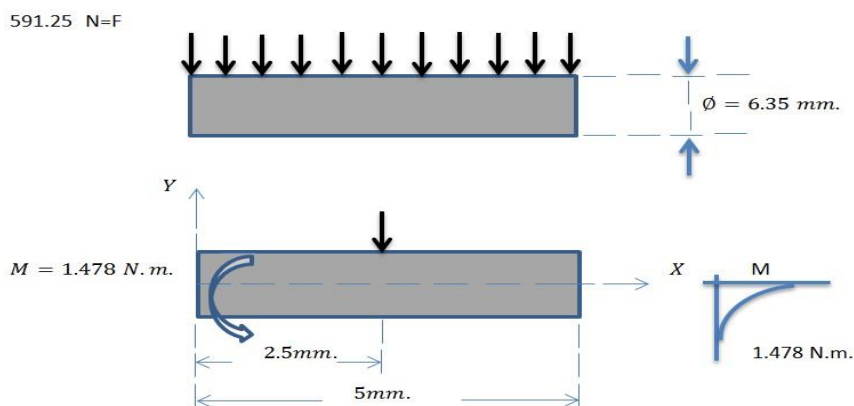


Fig. 3.17 Pin soporte de bandejas: material AISI 1020.

Aplicamos la ecuación 1.27 de esfuerzo normal por flexión para encontrar su factor de seguridad.

$$\sigma = \frac{MC}{I} = \frac{M\left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{\pi d^4}{64}} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{32(1.478) \times 10^9}{\pi(6.35)^3} = 58.80 \times 10^6 = 58.80 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow N = \frac{S_y}{\sigma_d} = \frac{352}{58.8} = 5$$

Pin soporte de levas menores y barra conectora:

Usamos la ecuación 1.26 para encontrar el diámetro en 3 y 4, de la figura 3.13

$$S_{YS} = \frac{S_y}{2} = 176 \text{ Mpa}$$

$$\tau_d = \frac{S_{YS}}{N} = \frac{176}{4} = 44 \text{ Mpa}$$

$$r_3 = \sqrt{\frac{4Q_3}{3\pi\tau_d}}$$

$$r_3 = \sqrt{\frac{4(1192)}{3\pi(44 \times 10^6)}}$$

$$r_3 = 3.4 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

$$\phi = 6.8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

Considerando desgastes y la fricción en el pin se toma:

$$\phi_{\text{comercial}} = \frac{3}{8}$$

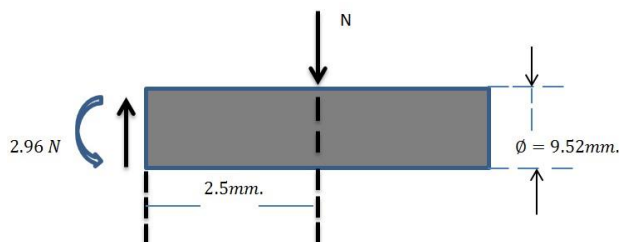


Fig. 3.18 Dimensiones del pin de soporte de la leva menor.

$$\sigma = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32(2.96) \times 10^9}{\pi(9.52)^3} = 34.94 MPa$$

Análisis de fallas en la leva menor:

De la ecuación 1.22

Esfuerzo apoyo

$$S_A = \frac{F_1}{5 \times 10^{-3} \times 6.35 \times 10^{-3}} = \frac{0.592 \times 10^9}{5 \times 6.35} = 18.65 Mpa$$

De la ecuación 1.23

Esfuerzo por desgarro

$$S_D = \frac{0.592 \times 10^3}{2 \times 5 \times 10^{-3} \times (10 - 3.18) \times 10^{-3}} = 8.68 Mpa$$

Dados estos esfuerzos, comparados con $S_{YS} = 176 MPa$. se concluye que la leva no falla por tales esfuerzos.

3.3.3 Fuerzas en la Leva motriz y sus pines:

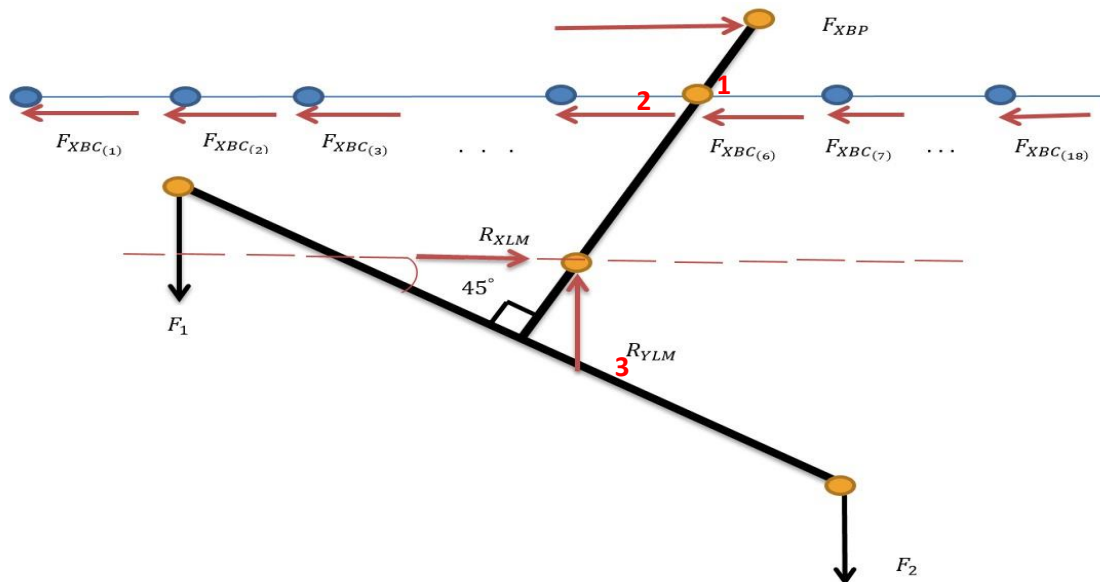


Fig. 3.19 D.C.L. de la leva motriz con levas menores unidas por la barra conectora.

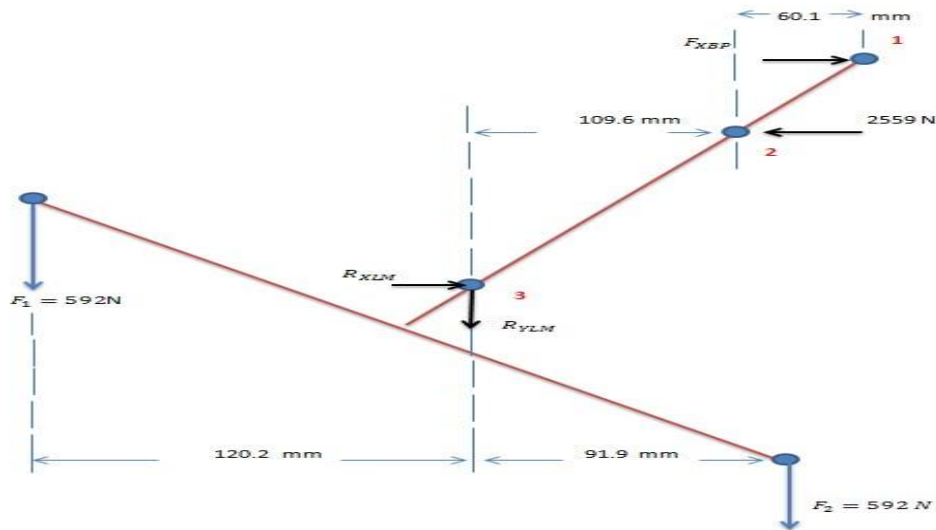


fig.3.20 Dimensiones de la leva motriz

Fuerza x en la barra pitman (1)

$$\sum M_{LM} = 0$$

$$F_1(0.120) - F_2(0.092) + 2559(0.110) - F_{XBP}(0.170) = 0$$

$$F_{XBP} = \frac{592(0.12) - 592(0.092) + 2559(0.11)}{0.17}$$

$$F_{XBP} = 1.753 \text{ KN}$$

Asumiendo la fuerza de la biela o barra pitman solamente en dirección horizontal.

Nota: se desprecia la masa de la barra pitman (1).

$$\therefore R_{XLM} - 2559 + F_{XBP} = 0$$

$$R_{XLM} = 2559 - 1753 = 806 \text{ N}$$

$$R_{YLM} = F_1 + F_2$$

$$R_{YLM} = 1183 \text{ N}$$

$$R_{LM} = \sqrt{1183^2 + 806^2}$$

$$R_{LM} = 1431 \text{ N}$$

Hallamos el diámetro de los pines ubicados en la leva motriz:

Consideramos un factor de seguridad $N=4$ para el pin (3) de la ecuación 1.27 encontramos el radio del pin.

$$\sigma_d = \frac{352}{4} = 88$$

$$\Rightarrow r = \sqrt[3]{\frac{1431(2.5)(32) \times 10^6}{\pi \times 88 \times 10^6}}$$

$$r = 7.45 \text{ mm}$$

$$S_{SY} = \frac{S_Y}{2} = \frac{352}{2} = 176 \text{ Mpa}$$

$$\therefore \tau_x = \frac{4Q}{3\pi r_1^2} = \frac{4(1431)}{3\pi(7.45 \times 10^{-3})^2} = 10 \text{ MPa}$$

Como se aprecia en los cálculos anteriores el esfuerzo por flexión en el pin en (3) de la figura dimensiones de la leva motriz (3.20)

Limita el diámetro del pin, siendo el esfuerzo cortante pequeño.

$$\therefore \phi_{\text{final}} = \frac{5}{8} \text{ , por un factor de seguridad de 4}$$

Evaluamos F_{XBP} para el pin de conexión en (1).

$$\sigma_d = \frac{352}{4} = 88$$

$$\Rightarrow r = \sqrt[3]{\frac{1753(2.5)(32) \times 10^6}{\pi \times 88 \times 10^6}}$$

$$r = 7.97 \text{ mm}$$

$$S_{SY} = \frac{S_Y}{2} = \frac{352}{2} = 176$$

$$\therefore \tau_x = \frac{4Q}{3\pi r_1^2} = \frac{4(1753)}{3\pi(7.97 \times 10^{-3})^2} = 11.71 \text{ MPa}$$

$$\therefore \phi_{\text{final}} = \frac{5}{8}$$

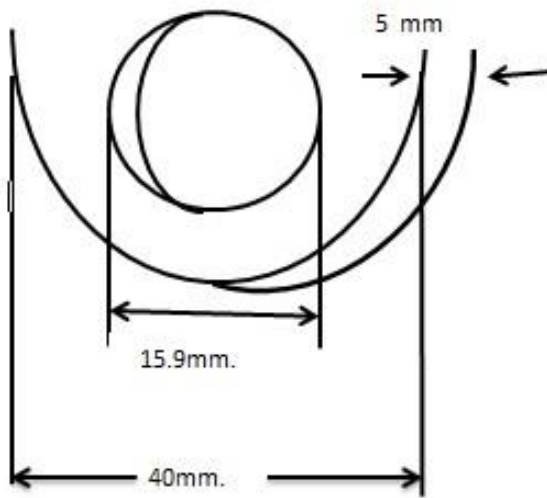


Fig. 3.21 Dimensiones de la leva en el pin en (1) de la figura (3.20)

De la ecuación 1.22

Esfuerzo de apoyo en el pin (1) de la fig. (3.20)

$$S_A = \frac{F}{5mm \times 15.9mm}$$

$$S_A = \frac{1.753}{5 \times 10^{-3} \times 15.9 \times 10^{-3}} = 22.05 \text{ Mpa}$$

De la ecuación 1.23

Esfuerzo de desgarro

$$S_D = \frac{F}{2ld_1}$$

$$S_D = \frac{1753 \times 10^6}{2(5)(12.05)} = 14.55 \text{ Mpa}$$

\therefore No se produce falla por aplastamiento ni desgarro en el punto (1) de la fig. (3.20)

Pin de la leva motriz-con la barra conectora en el punto (2) de la fig. (3.20) para un factor de seguridad 3 de la ecuación 1.27 despejamos el radio.

$$\sigma_d = \frac{352}{3} = 117$$

$$\Rightarrow r = \sqrt[3]{\frac{2559(2.5)(32) \times 10^6}{\pi \times 117 \times 10^6}}$$

$$r = 7.23 \text{ mm}$$

$$S_{SY} = \frac{S_Y}{2} = \frac{352}{2} = 176$$

$$\therefore \tau_x = \frac{4Q}{3\pi r_1^2} = \frac{4(2559)}{3\pi(8.23 \times 10^{-3})^2} = 16.03 \text{ MPa}$$

Teniendo en consideración que la medida comercial más cercana superior al diámetro calculado es:

$$\emptyset \text{ final} = \frac{5}{8}$$

➤ Diseño de la leva motriz

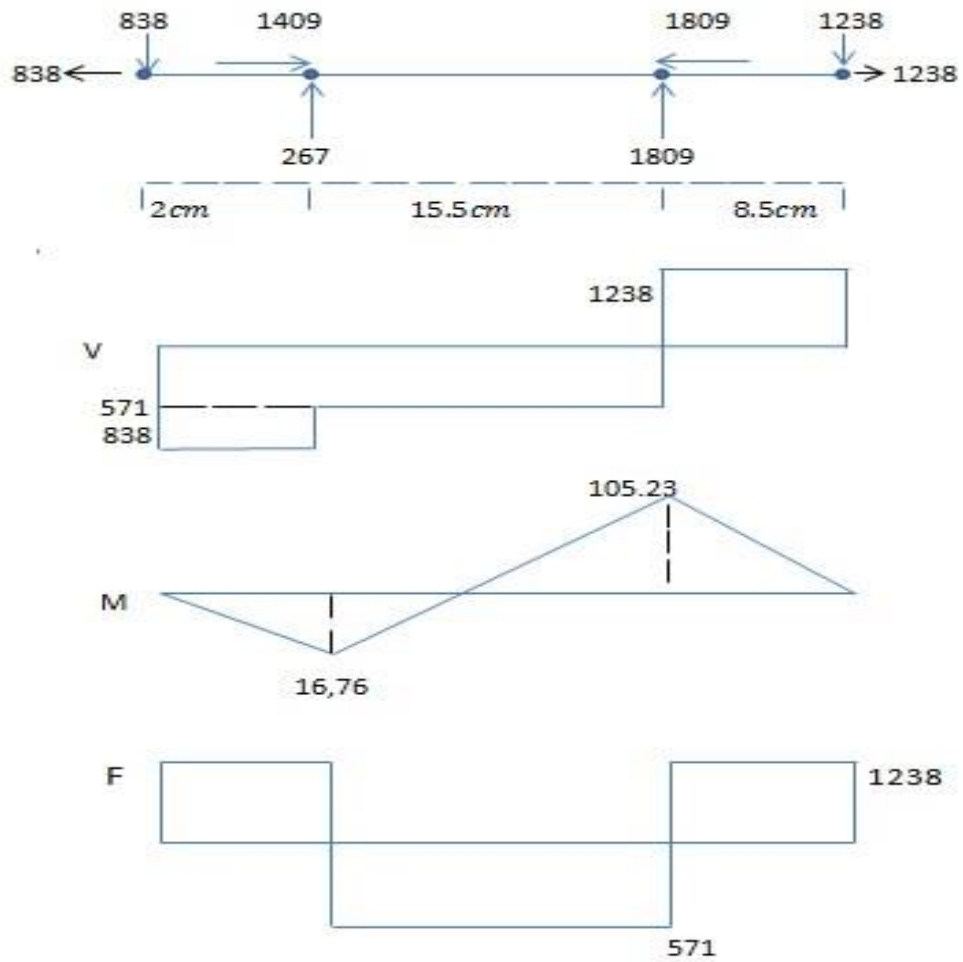


fig. 3.23 diagrama de fuerzas y momentos en la leva motriz

De la ecuación 1.29 encontramos el espesor de la leva. (t)

$$\sigma_d = \frac{-M}{S}$$

$$\sigma_d = \frac{275}{2.5} = 110 \text{ MPa}$$

$$\frac{th^2}{6} = \frac{105.23}{110 \times 10^6} = 9.57 \times 10^{-7} = S = \frac{M}{\sigma}$$

$$t = \frac{6 \times 105.23}{110 \times 10^6 \times (30 \times 10^{-3})^2}$$

$$t = 6.38 \text{ mm}$$

Si deseamos mantener $t = 5 \text{ mm}$ entonces debemos variar el ancho (h)

$$5 \times 10^{-3} \times h^2 = \frac{6 \times 105.23}{110 \times 10^6}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \times 105.23}{110 \times 10^6 \times 5 \times 10^{-3}}}$$

$$h = 33.9 \text{ mm} \cong 34 \text{ mm}$$

3.3.4 Selección del moto reductor:

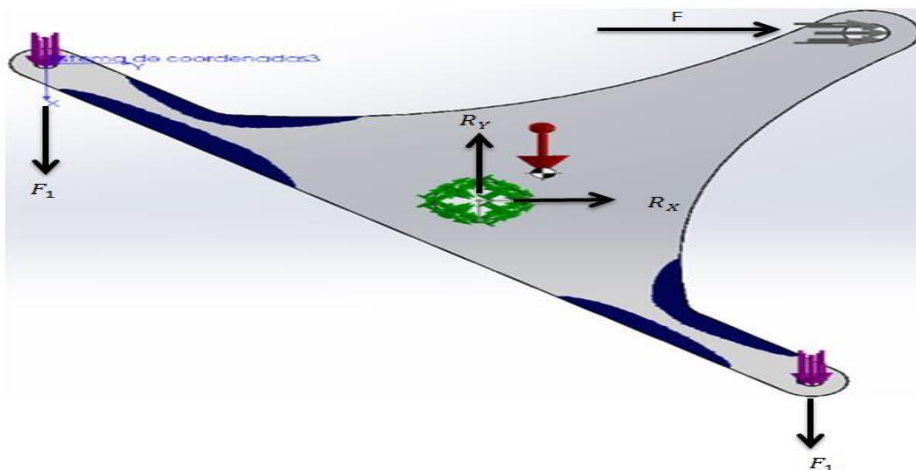


Fig. 3.24 fuerzas que actúan en la leva menor

$$\sum M_0 = 0$$

$$W_{total} = 16[3(\text{peso de bandeja con huevos}) + \text{peso de portabandejas}] \\ + \text{peso de tiras}$$

$$W_{total} = 16[3(36.007) + 14.7] + 0.8 = 1964.34 \text{ N}$$

$$2F_1 = \left(\frac{W_{total}}{2} \right) \Rightarrow F_1 = 491.09 \text{ N}$$

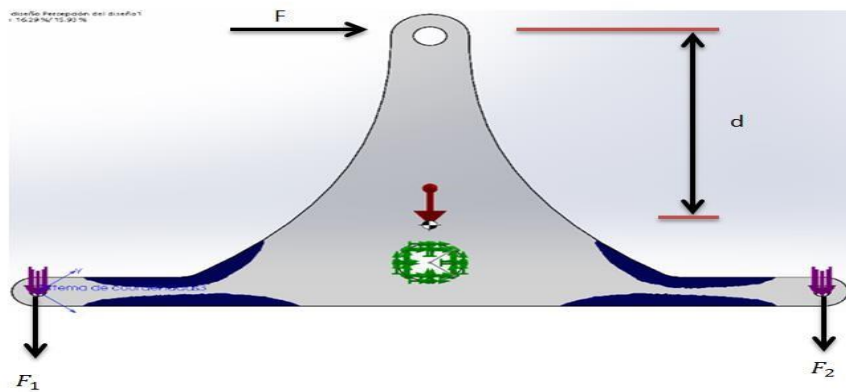


Fig. 3.25 aplicación del torque en la leva

$$T_1 = Fd$$

$$\Rightarrow Pot = T\omega$$

$$t = 30 \text{ s} \quad \therefore \quad \theta = \pi \text{ rad}$$

$$\Rightarrow \omega = \frac{\theta}{t} = \frac{\pi}{30} \text{ rad/s}$$

$$T_{total} = \sum T_i = 18T_i$$

Suponer la exigencia máxima:

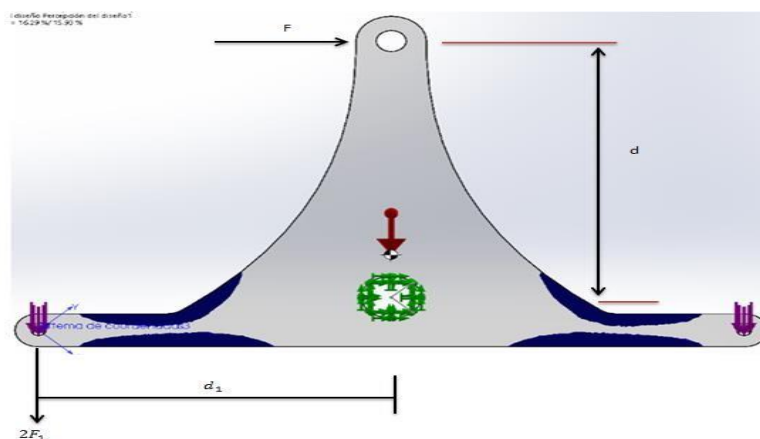


Fig.3.26 suponemos una exigencia máxima en la leva por su distancia.

$$\sum M = 0$$

$$\Rightarrow 2F_1 \times d_1 = Fd$$

$$2(491.09)(0.15) = F(0.155)$$

$$F = 950.50 \text{ N}$$

$$T_{motor} = 36_{\text{fuerza de la leva}}(\text{radio de la manivela})$$

$$T_{motor} = 36(950.5)(0.17) = 3599.53 \text{ Nm}$$

$$\omega = \frac{\pi}{30} = 0.104 \text{ rad/s}$$

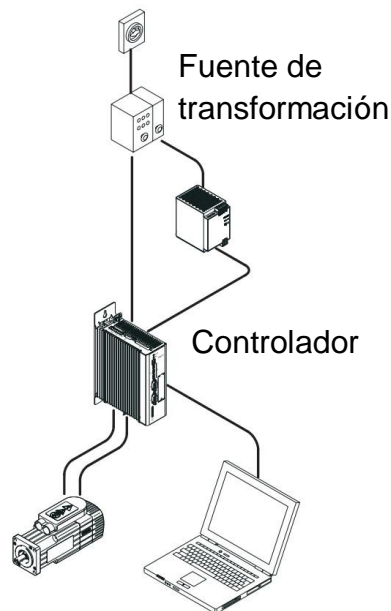
$$Pot = T\omega = 3599.53 \times 0.104 = 374.35 \text{ W} \times \frac{1 \text{ HP}}{746 \text{ W}} = 0.50 \text{ HP}$$

Para seleccionar el motor reductor se tomó en cuenta la potencia, velocidad a la salida del reductor y el modelo que se acondicione a nuestros requerimientos (tamaño, posición de montaje y con una resistencia de frenado) que es cuando el sistema detecta que no hay energía de alimentación producto del micro interruptor, enviando un pulso contrario de 700 W.

También incluye el control final de posicionamiento, es cuando el sistema sabe dónde está ubicado.

Motor pasó a paso TP-5718-1421

- ❖ Tensión del motor 1 AC/220 V
- ❖ Consumo nominal 0.6 Hp
- ❖ Corriente máxima 5 A
- ❖ Ángulo de paso 1,8°
- ❖ Velocidad(Manual) 1600 rpm
- ❖ Par máximo 2,7 Nm en el eje
- ❖ Caja de reducción i=667
- ❖ Par motor-reductor de salida 3670 Nm
- ❖ Resistencia de frenado integrada, potencia por pulso de 700 W



El controlador es el SysLink de frecuencia de salida máxima de 1000 Hz, con detección de interrupción de la tensión, la configuración de ajuste al diseño es automático manual con control final de posicionamiento.

-Evaluando costos se optó por la selección de un moto reductor con un convertidor de velocidad de la marca sew euro drive como se muestra a continuación.

Para seleccionar el motor reductor se tomó en cuenta la potencia, velocidad a la salida del reductor, el modelo que se acondicione a nuestros requerimientos (tamaño y posición de montaje) logrando obtener las características el modelo: L-R107R77 DRE 90M4 de la marca SEW EURODRIVE. [22] catálogo de la marca sew euro drive sobre motor reductores.

En la tabla (1.1) de anexos se muestra la selección del motor reductor por sus rpm Y torque.

En la tabla (1.2) de anexos se seleccionó el moto reductor por su potencia y rpm.



8 Planificación de motores de CA con convertidor

8.1 Funcionamiento con convertidor

Gama de productos

Para el montaje de accionamientos regulados electrónicamente dispone de una amplia gama de convertidores de SEW-EURODRIVE. SEW-EURODRIVE ofrece las siguientes series de convertidores:

- **MOVITRAC® B:** Convertidor de frecuencia compacto y económico para el rango de potencia desde 0,25 hasta 160 kW. Conexión de red monofásica y trifásica para 230 V_{CA} y conexión de red trifásica de 400 a 500 V_{CA}.
- **MOVIDRIVE® MDX60/61B:** Variador vectorial de mayor rendimiento para accionamientos dinámicos en el rango de potencia de 0,55 a 160 kW. Gran versatilidad gracias a un gran número de posibilidades de ampliación con opciones de tecnología y comunicación. Conexión de red trifásica para 230 V_{CA} y de 400 a 500 V_{CA}.



Fig. 66: Gama de convertidores para motores de CA

Fig. 3.27 Selección del convertidor de velocidad para contrarrestar la inercia de la marca sew euro drive.

Tabla 3.4 Principales características para la selección del convertidor de velocidad con parada segura y control opcional a Ethernet.



Características

A continuación se enumeran las principales características de las distintas series de convertidores. A partir de estas características puede decidir qué serie de convertidores resulta idónea para su aplicación.

Características	MOVTRAC® B	MOVIDRIVE® MDX60B1B
Rango de tensión	1 = 200 ... 240 V _{CA} (rango de potencia limitado) 3 = 200 ... 240 V _{CA} (rango de potencia limitado) 3 = 380 ... 500 V _{CA}	3 = 200 ... 240 V _{CA} (rango de potencia limitado) 3 = 380 ... 500 V _{CA}
Rango de potencia	0,25 ... 180 kW	0,55 ... 180 kW
Capacidad de sobrecarga	150 % I _N ¹⁾ momentáneamente y 125 % I _N continuamente en caso de funcionamiento en sobrecarga	
Capacidad de funcionamiento 4Q	Si, de serie con el freno chopper integrado.	
Filtro de red integrado	A 1 = 200 ... 240 V _{CA} ; Según la clase de valor límite B A 3 = 200 ... 240 V _{CA} y 3 = 380 ... 500 V _{CA} ; En los tamaños 0, 1 y 2 según la clase de valor límite A	En los tamaños 0, 1 y 2 Según la clase de valor límite A
Entrada TF	Si	Si
Modo de control	UIF o control vectorial del flujo de tensión (VFC)	UIF o control vectorial del flujo de tensión (VFC), con realimentación de velocidad, regulación de velocidad y control vectorial del flujo de corriente (CFC)
Realimentación de velocidad	No	Opción
Control de posicionamiento y proceso integrado	No	Estándar
Interfases serie	Bus de sistema (SBus) y RS-485	
Interfases de bus de campo	Opcionalmente a través de pasarela PROFIBUS, INTERBUS, CANopen, DeviceNet, Ethernet	Opcionales PROFIBUS-DP, INTERBUS, INTERBUS LWL, CANopen, DeviceNet, Ethernet
Opciones tecnológicas	Control IEC-61131	Tarjeta de entrada/salida Funcionamiento síncrono Tarjeta del encoder de valor absoluto Control IEC-61131
Parada segura	Si	Si
Autorizaciones	Aprobación UL y cUL, C-Tick	

1) Sólo para MOVIDRIVE® MDX60B1B. Para aparatos de tamaño 0 (0005 a 0014), la capacidad momentánea de sobrecarga es de 200 % I_N.



8.2 Propiedades de accionamiento

Las propiedades de accionamiento exigidas determinan en primera instancia la elección del convertidor. La siguiente figura pretende ser de ayuda a este respecto.

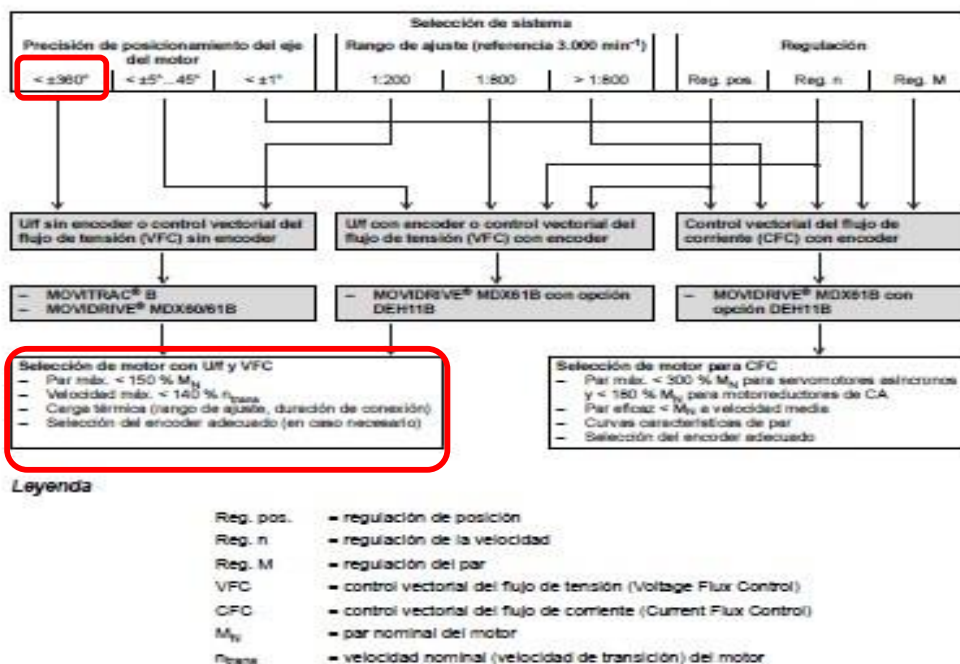


Fig.3.28 Propiedades de accionamiento exigidas para la elección del convertidor.

Para determinar la precisión de posicionamiento del eje se calculó mediante nuestros datos de relación de reducción:

$$\frac{\text{precisión de posicionamiento del eje del motor}}{\text{relación de reducción}} = \frac{360^\circ}{708} = 0.50^\circ$$

$$= \text{precisión de posicionamiento en el eje del reductor}$$

Entonces tendríamos una desviación de 0.5° la cual se precisaría con el tornillo regulable con contratuerca para una mejor precisión.



8.3 Selección del convertidor

Categorías de accionamiento

La gran variedad de aplicaciones de accionamiento se puede dividir en cinco categorías. A continuación se mencionan las cinco categorías con los convertidores adecuados. Esta asignación se obtiene a partir del rango de ajuste necesario y el comportamiento de control restaurante.



1. Accionamientos con una carga básica y una carga en función de la velocidad, p. ej. accionamientos de transporte.
 - Pocos requisitos de rango de ajuste.
 - MOVITRAC® B
 - MOVIDRIVE® MDX50/61B
 - Requisitos exigentes de rango de ajuste (motor con encoder).
 - MOVIDRIVE® MDX51B con opción DEH11B



2. Carga dinámica, p. ej. dispositivos de tracción; exigencia de alto par momentáneo para la aceleración; después, poca carga.
 - Pocos requisitos de rango de ajuste.
 - MOVITRAC® B
 - MOVIDRIVE® MDX50/61B
 - Requisitos exigentes de rango de ajuste (motor con encoder).
 - MOVIDRIVE® MDX51B con opción DEH11B
 - Necesidad de dinámica alta (motor con encoder, preferiblemente encoder sen/cos).
 - MOVIDRIVE® MDX51B con opción DEH11B



3. Carga estática, p. ej. elevadores; principalmente, alta carga estática continua con picos de sobrecarga.
 - Pocos requisitos de rango de ajuste.
 - MOVITRAC® B
 - MOVIDRIVE® MDX50/61B
 - Requisitos exigentes de rango de ajuste (motor con encoder).
 - MOVIDRIVE® MDX51B con opción DEH11B



4. Carga recíproca que disminuye con la velocidad, p. ej. accionamientos de bobinado.
 - Regulación del par (motor con encoder, preferiblemente encoder sen/cos).
 - MOVIDRIVE® MDX51B con opción DEH11B



5. Carga cuadrática, p. ej. ventiladores y bombas.
 - Baja carga a bajas velocidades sin picos de carga, utilización de 125 % ($I_{10} = 125 \% I_N$).
 - MOVITRAC® B
 - MOVIDRIVE® MDX50/61B

Fig.3.29 Aplicaciones de accionamiento para la selección del convertidor.

La inercia de la carga es un factor importante en contra de la inercia del moto reductor, ya que esta estaría actuando siempre en mantener las portabandejas horizontalmente y por ende ayudaría a frenar la inercia del moto reductor.

3.3.5 Selección de catarinas:

Catarina impulsora: $N_1 = 15$ (por premisa)

Catarina impulsada:

$N_2 =$ por condicion tiene que tener una relacion maxima de 6 : 1

Tabla (3.3) dimensiones de cadenas de rodillos de un solo torón para ANSI 50.

Tabla 17-19
Dimensiones de cadenas estándares de rodillos americanos: torón sencillo
Fuente: Compilada de la norma ANSI B29.1-1975.

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamiento de torones múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	—
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)

diametro de paso : ANSI 50 $P = 0.625$

Catarina impulsora:

$$D = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{N}\right)}$$

$$d = \frac{0.625}{\sin\left(\frac{180}{15}\right)} = 3''$$

Catarina impulsada:

$N_2 = 35$ (Por la relación 2,3:1)

$$D = \frac{0.625}{\sin\left(\frac{180}{35}\right)} = 6.97''$$

Longitud de paso en pasos:

$$\frac{L}{P} = 2(35) + \frac{(15 + 35)}{2} + \frac{(35 - 15)^2}{4\pi^2(35)} = 95 \text{ pasos}$$

$$\frac{C}{P} = \frac{1}{4} \left[\frac{L}{P} - \frac{N_2 + N_1}{2} \sqrt{\left[\frac{L}{P} - \frac{N_2 + N_1}{2} \right]^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$\frac{C}{P} = \frac{1}{4} \left[95 - \frac{35 + 15}{2} + \sqrt{[95 - 25]^2 - \frac{8(20)^2}{4\pi^2}} \right] = 34.85$$

cadena ANSI 50 con $\frac{L}{P} = 95$ pasos

$P = 0.625"$ Entonces:

$$C = 34.85 \times P = 21.78" = 553.24mm$$

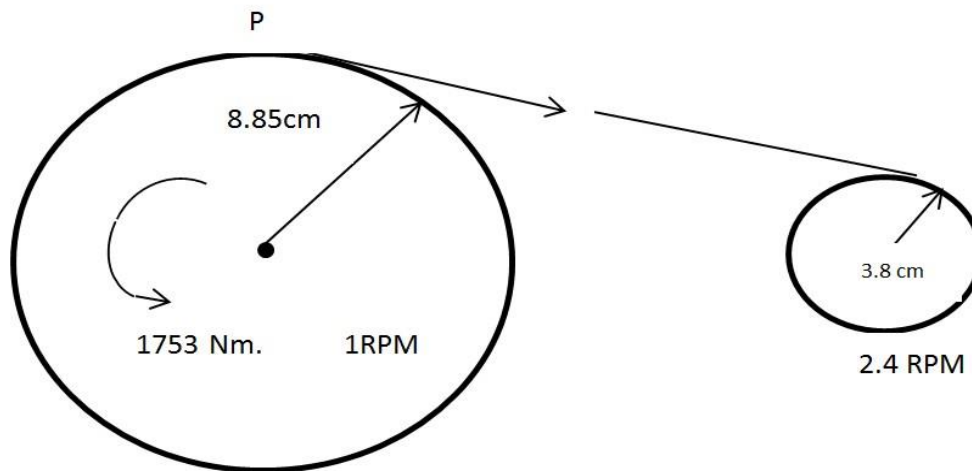


Figura 3.27 dimensiones de catarinas conducida y conductora.

Potencia admisible:

Tabla (3.4) factor de corrección de dientes distinto de 17 y factores para torones simples.

Tabla 17-22 Factores de corrección de dientes, K_1	Número de dientes en catarina impulsora	Potencia preextremo, K_1	Potencia posextremo, K_1
	11	0.62	0.52
	12	0.69	0.59
	13	0.75	0.67
	14	0.81	0.75
	15	0.87	0.83
	16	0.94	0.91
	17	1.00	1.00
	18	1.06	1.09
	19	1.13	1.18
	20	1.19	1.28
	N	$(N_1/17)^{1.08}$	$(N_1/17)^{1.5}$

Tabla 17-23 Factores de torones múltiples, K_2	Número de torones	K_2
	1	1.0
	2	1.7
	3	2.5
	4	3.3
	5	3.9
	6	4.6
	8	6.0

3.3.6 Selección de cadena de rodillos:

$$H_a = K_1 \times K_2 \times H_{tab}$$

Tabla (3.5) capacidad nominal de potencia de cadenas (H_{tab})

Tabla 17-20 Capacidad nominal de potencia de cadenas de paso único en torón sencillo de una catarina de 17 dientes <i>Fuente:</i> Compilada de la norma ANSI B29.1-1975 sección únicamente de información, así como de la norma B29.9-1958.	Velocidad de la catarina, rpm	Número ANSI de cadena					
		25	35	40	41	50	60
	50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
	100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
	150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
	200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
	300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
	400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
	500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
	600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
	700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
	800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
	900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
	1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
	1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
	1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
	1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
	1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
	2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
	2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
	3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
	Tipo A	Tipo B			Tipo C		

*Estimado de tablas ANSI por medio de interpolación lineal.

Mínimo 50rpm, como los valores varían poco, para la velocidad. De 2.4 rpm se usaría 0.72 hp.

$$H_a = 0.87 \times 1.0 \times 0.72 \text{ Hp.} = 0.6264 \text{ Hp.}$$

Potencia de diseño:

$$H_d = K_s \times N_d \times H_{nom.}$$

$$H_d = 1 \times 1.2 \times 0.5 \text{ Hp.}$$

$$H_d = 0.6 \text{ Hp.}$$

Se termina demostrando que la cadena ANSI 50 soporta la fuerza y potencia.

Factor de seguridad: f_s

$$f_s = \frac{H_a}{H_d} = \frac{0.6264 \text{ Hp.}}{0.6 \text{ Hp.}} = 1$$

$$\therefore F = \frac{33000 \times H_{NOM.}}{v}$$

$$F = \frac{33000 \times 0.5 \text{ Hp}}{1.875} = 8800 \text{ Lbf.}$$

$$v = \frac{N_1 \times p \times n_1}{12}$$

$$v = \frac{15 \times 0.625 \times 2.4}{12} = 1.875 \frac{\text{pies}}{\text{min.}}$$

Velocidad máxima de rotación:

$$n_1 \leq \left[\frac{1000}{7.95^p \times (1.0278)^{N_1} \times (1.323)^{\frac{F}{1000}}} \right]^{1/(1.59109P+1.873)} \frac{\text{rev}}{\text{min.}} \leq 1169 \text{ RPM}$$

Entonces se concluye que una cadena ANSI 50 de un torón satisface el diseño

3.3.7 Eje de transmisión (AISI 1045):

Cargas verticales que soporta los rodamientos y leva motriz:

$$M_{cat.cond.} = 0.27 \text{ kg}$$

$$M_{\text{eje de transm}} = 3.98 \text{ kg}$$

$$M_{\text{barra pitman}} = 22.20 \text{ kg} \times 2$$

$$M_{\text{cubo}} = 4.8 \text{ kg} \times 2$$

Entonces la masa total compartida por ambos elementos (rodamientos y leva motriz) es:

$$M_{T R-LM} = 58.25 \text{ kg}$$

$$P = M_{T R-LM} \times g = 58.25 \text{ kg} \times 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 571 \text{ N}$$

Luego el peso que soportan los rodamientos es:

$$P_R = \frac{P}{2} = \frac{571}{2} = 285.5 \text{ N}$$

$$T = F \cdot d$$

$$T_{1,2} = 1753 \text{ N} \times 0.17 \text{ m} = 298 \text{ N} \cdot \text{m} = 2635.5 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

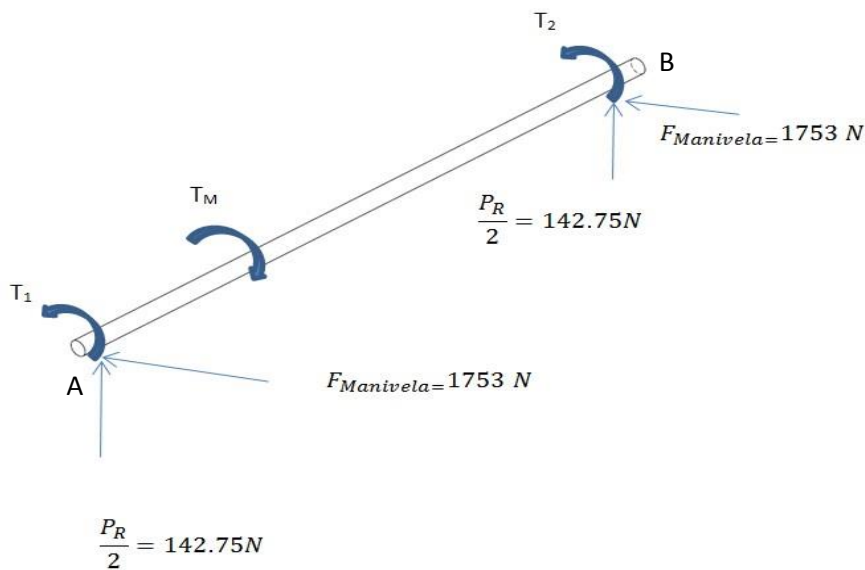


Figura 3.28 D.C.L. del eje de transmisión en las catarinas.

Seguridad del eje de transmisión bajo el torque de transmisión (AISI 1045, $S_y=530\text{Mpa}$):

$$\tau_{max} = \frac{S_y}{N} = \frac{530}{2} = \frac{T \times r}{J} = 265 \text{ MPa}$$

$$\tau_{max} = \frac{596 \times \frac{d}{2}}{\pi * \frac{d^4}{32}} = \frac{16 \times 596}{\pi \times d^3}$$

Despejamos d:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \times 596}{\pi \times \tau_{max}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 596}{\pi \times 265 \times 10^6}} = 22.54 \text{ mm} \approx 1"$$

3.3.8 Selección de rodamientos en el eje de transmisión:

Se verifica para el rodamiento las siguientes características:

Consideramos solo carga radial

Clasificamos un rodamiento NTN con una vida nominal de 10^6 revoluciones.

carga en el rodamiento

= peso en los rodamientos + fuerza en los brazos de la manivela.

carga en el rodamiento [fuerza de diseño (F_D)] = $285.5 + 1753(2) = 3792 \text{ N}$

$$= \frac{3792 \text{ N}}{4.45} = 852 \text{ lbf}$$

para una vida de diseño (L_D) = 5000 horas

$$n(\text{rpm}) = 1$$

a = 3 para rodamientos de bolas

$$F_R = \frac{F_D (60 \times L_D \times n_D)^{1/a}}{(10^6)^{1/a}}$$

Dónde:

$$F_R = \text{carga dinamica}(\text{carga nominal de catalogo})(\text{lbf})$$

$$F_D = \text{carga deseada}(\text{lbf})$$

$$L_D = \text{vida deseada en revoluciones}(\text{horas})$$

$$n_D = \text{rpm deseada}$$

$$F_R = 852 \times \frac{(60 \times 5000 \times 1)^{1/3}}{(10^6)^{1/3}} = 570.36 \text{ lbf} = 2538 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^p = 500 f_h^3$$

Dónde:

$$f_h = \text{factor de vida}$$

$$f_n = \text{factor de velocidad}$$

$$C = \text{capacidad basica de carga dinamica}(\text{N}) \text{ } P$$

$$= \text{carga dinamica equivalente}(\text{N})$$

$$f_h = f_n \frac{C}{P} = 1.5 \frac{4.36 \text{ KN}}{2.538 \text{ KN}} = 2.6 \text{ KN}$$

$$\Rightarrow L_{10h} = 500 \times (2.6)^3 = 8,788 \text{ horas}$$

Por ser de una RPM mínima nos da una vida nominal básica amplia.

Tabla (1.3) de anexos, escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos

Tabla (1.4) de anexos selección del rodamiento

3.4 Determinar las características técnicas del mecanismo

Funciones y especificaciones de diseño:

1. La potencia del motor reductor transmite 0.5hp, necesaria para mantener en movimiento todo el mecanismo con toda su capacidad de carga en el tiempo de trabajo que se desee.

2. La salida del moto reductor eléctrico cuya velocidad de giro debe ser lo más cerca posible a 1 rpm (2,4 rpm) con una reducción de 708:1
3. La salida en el eje de transmisión conduce la potencia a una velocidad de giro de 1 rpm y es de 1" de diámetro y con material AISI 1045.
4. Se desea una eficiencia mecánica mayor que 95%.
5. La capacidad del torque de salida del reductor es de 3599.53 N.m que es suficiente para desarrollar la fuerza necesaria para mover la carga y el mecanismo en su máxima capacidad.
6. La salida en el eje del reductor debe estar conectado a una Catarina impulsora que transmite la fuerza por medio de una cadena de rodillos ANSI 50 de un torón ala Catarina impulsada con una reducción de 2,3:1 y está al eje de transmisión, que genere una fuerza de choque moderada.
7. Los ejes de entrada y salida deben estar en dirección paralela.
8. El moto reductor debe ir conectado a una estructura rígida de acero dela incubadora (viga) en una superficie vertical.
9. Se desea que las dimensiones sean reducidas. El sistema de transmisión debe instalarse: En una superficie rectangular de 1.50×1 m. con una altura máxima de 0.60 m.
10. El sistema automático de volteo funcionara las 24 horas al día, todos los días de la semana y su diseño es adecuado para tener una vida útil de 15 años.
11. El sistema está protegido contra condiciones ambientales y es capaz de operar en cualquier maquina incubadora a temperaturas que oscilan entre 0 y 99.5 °F (37.7 °C)
12. Se emplearan coplees flexibles en los ejes de entrada y salida para evitar que las cargas axiales y de torsión se transmitan al reductor.
13. El tiempo de fabricación debe ser de 2 meses como máximo.
14. La moderación en costos resulta crucial para comercializarlo con éxito.

3.5 Mecanismo de rotación y ajuste de posición en solid work.

A continuación se muestra la simulación del volteo automático en sus diferentes etapas y posiciones.

Mecanismo y sus componentes (levas, barra conectora, vigas, biela, manivela, tiras de soporte, portabandejas, bandeja y algunos huevos)

Sistema de transmisión y sus componentes (moto reductor, catarinas, cadena de rodillos, eje de transmisión, rodamientos y su soporte de brida, micro interruptor con su leva arandela)

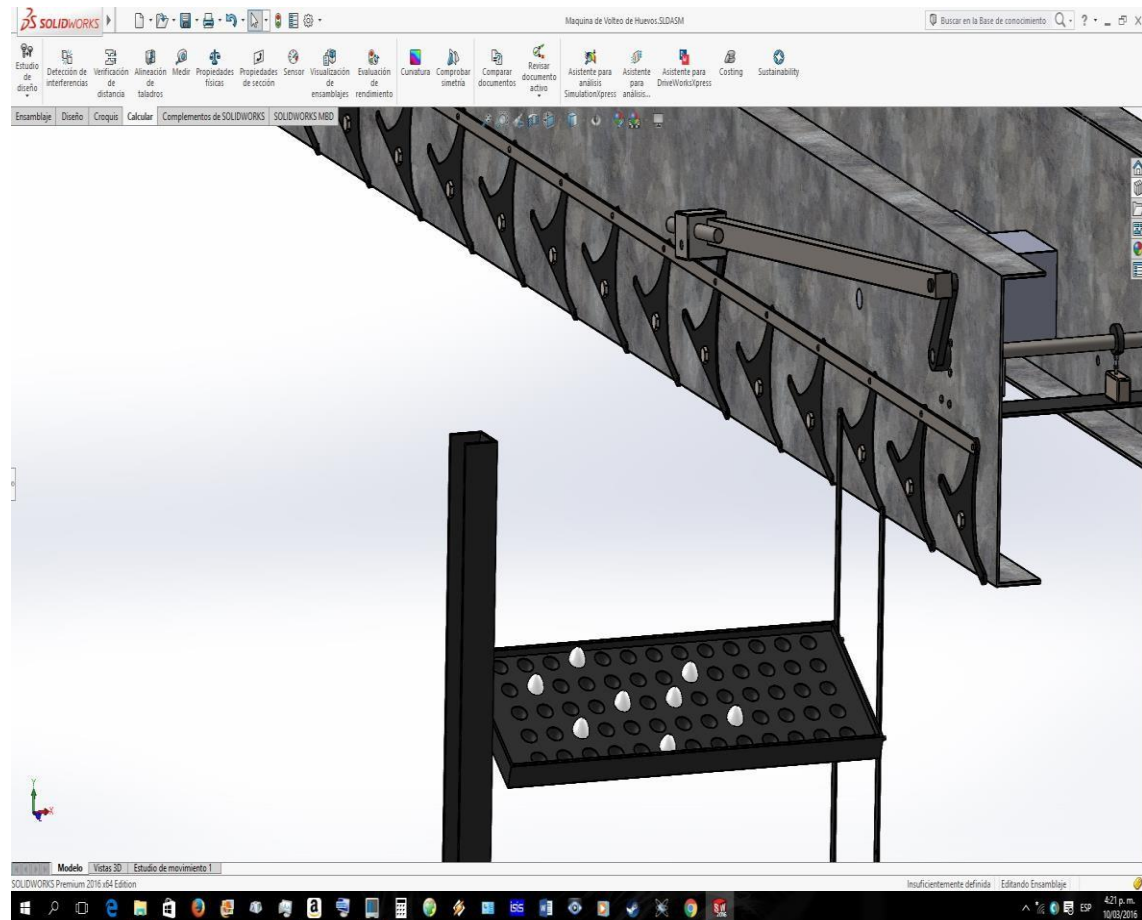


Figura 3.29 Mecanismo de volteo a un ángulo de -10

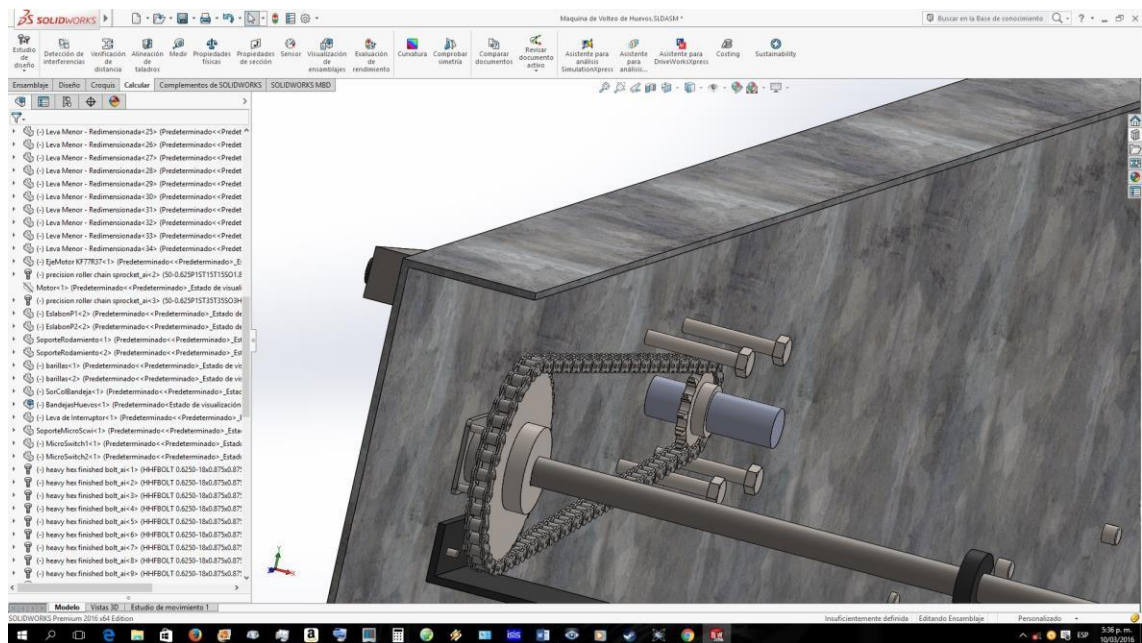


Figura 3.30 Sistema de transmisión de potencia (catarinas, cadena de rodillos, y la viga que los soporta)

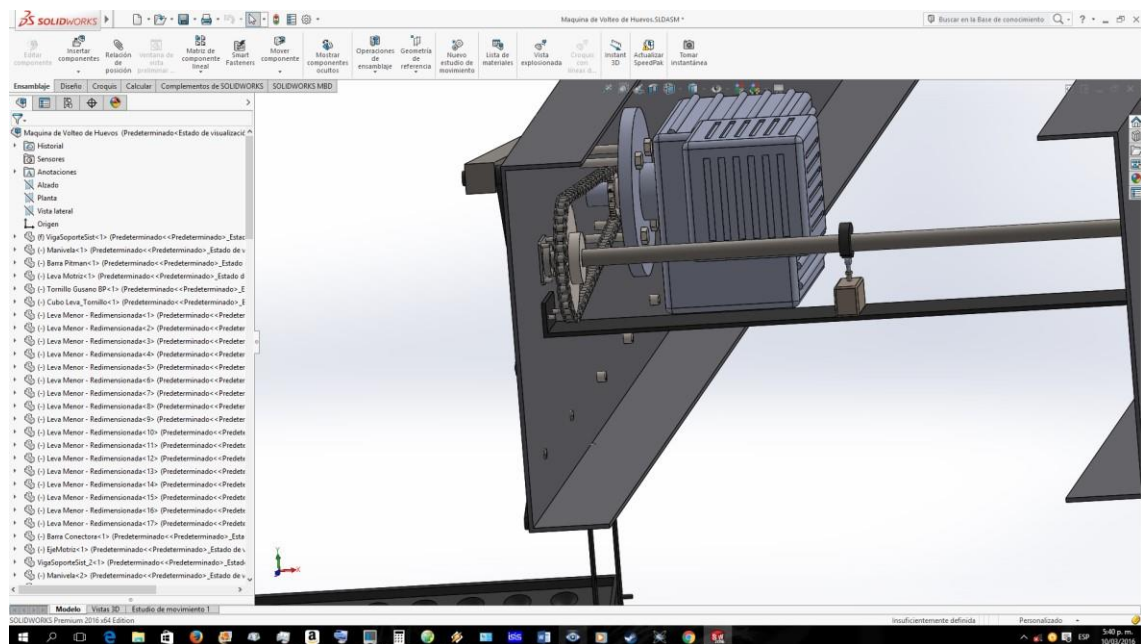


Figura 3.31 Sistema de transmisión de potencia con su moto reductor

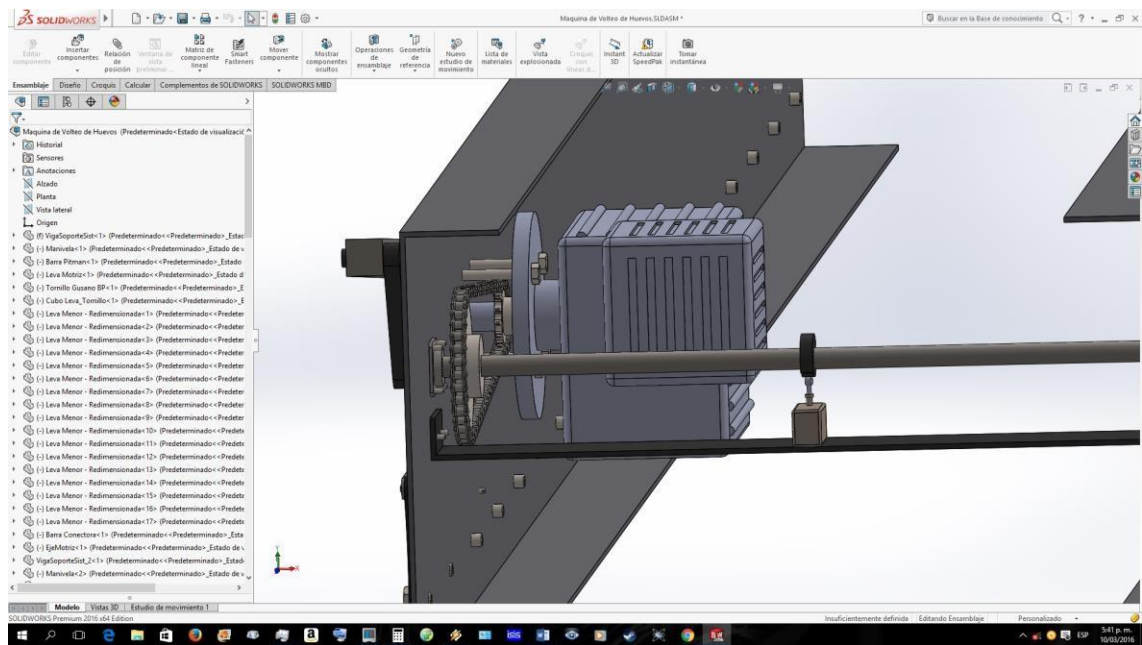


Figura 3.32 Leva arandela y el micro interruptor, ubicados en el eje de transmisión.

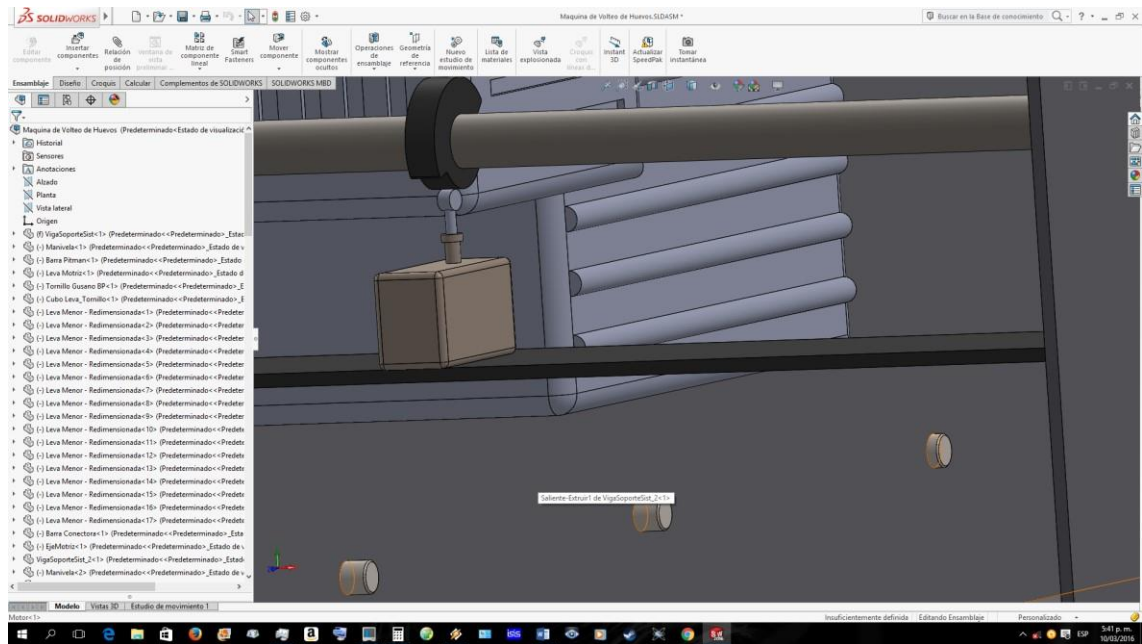


Figura 3.33 Timer encendido - MicroSwitch Up (arriba) – Primera hora: Motor en arranque

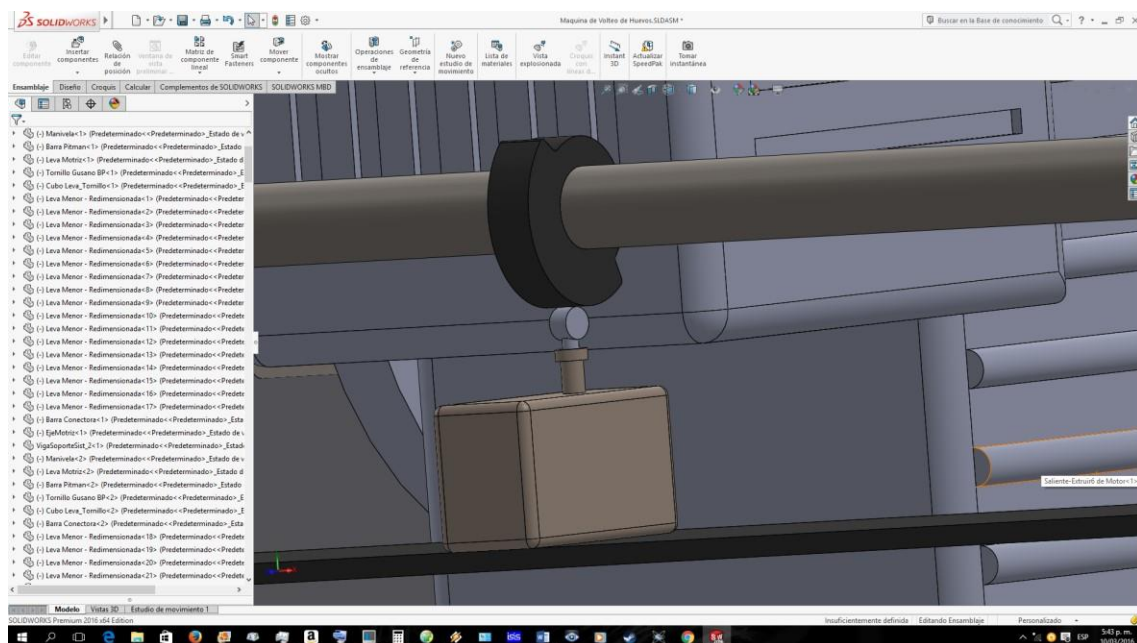


Figura 3.34 Timer encendido - MicroSwitch Down-abajo – Segunda hora: Motor Encendido

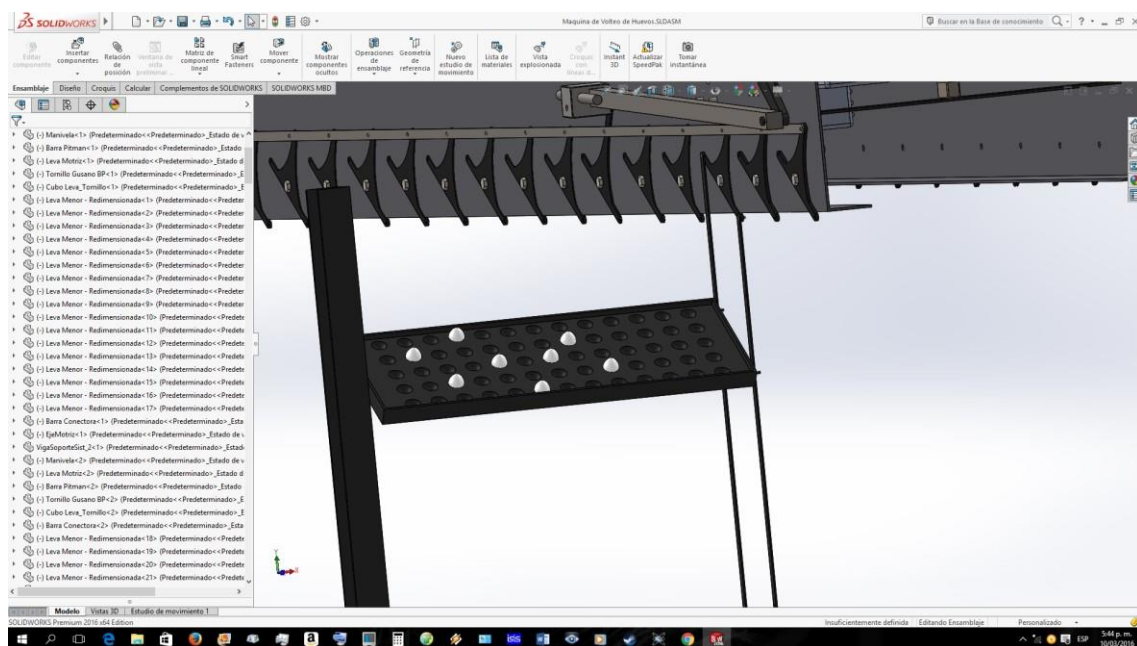


Figura 3.35 Simulación de movimiento levas a 40° con sus respectivas bandejas y portabandejas.

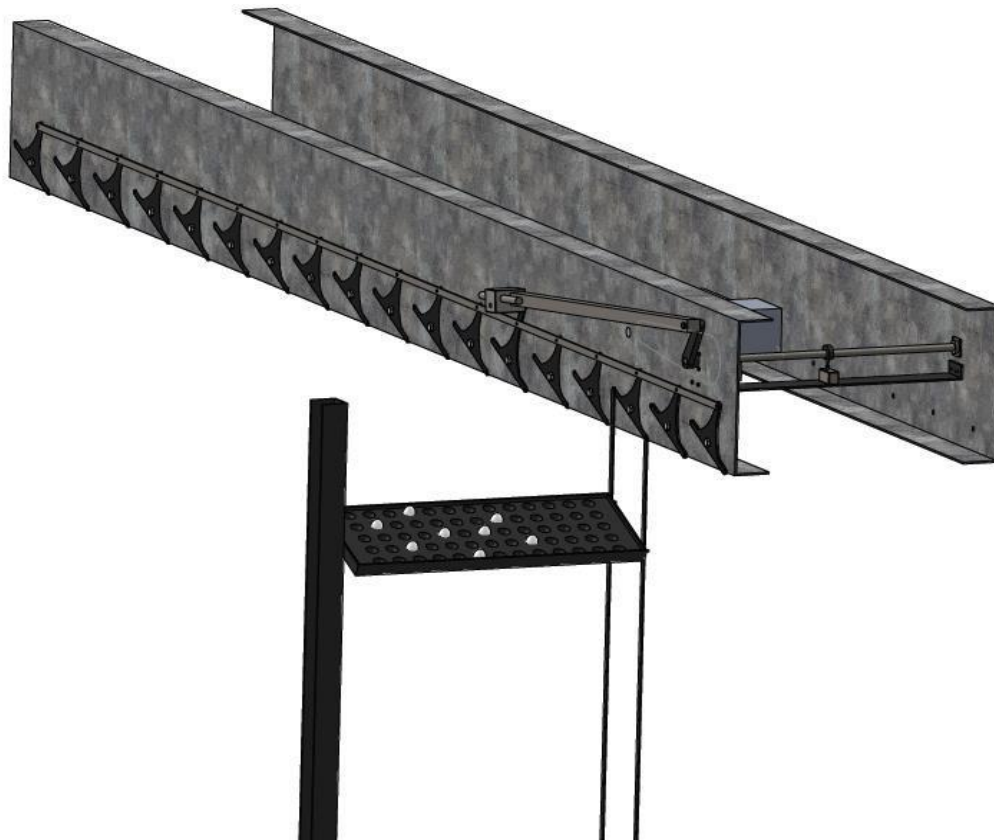


Figura 3.36 Vista general del mecanismo con todos sus componentes.

Simulación de esfuerzos mecánicos en las levas

LEVA – MENOR:

TENSIÓN VON MISES:

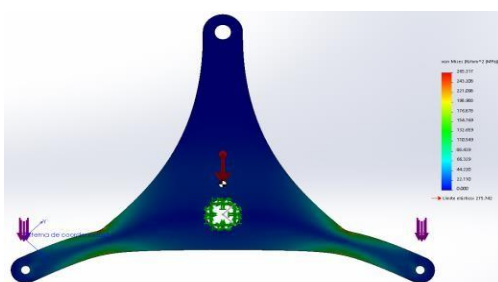


Figura 3.37 Desplazamiento von mises

TENSIÓN VON – MISES:

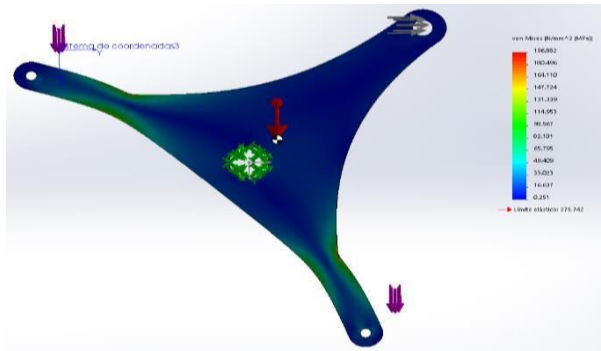


Figura 3.38 Desplazamiento von mises a 45°

FACTOR DE SEGURIDAD = 1.4:

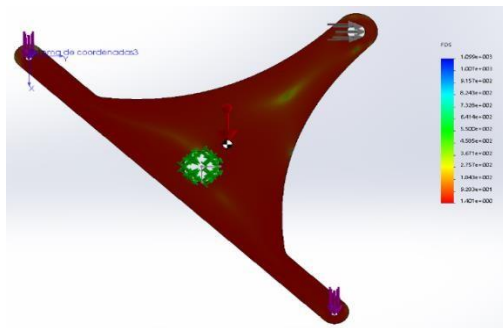


Figura 3.39 Factor de seguridad a 45°

FACTOR DE SEGURIDAD = 1.4:

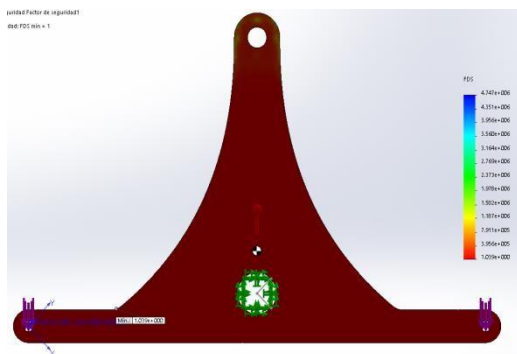


Figura 3.40 Factor de seguridad posición horizontal Simulación de esfuerzos mecánicos pin soporte leva motriz Análisis estático

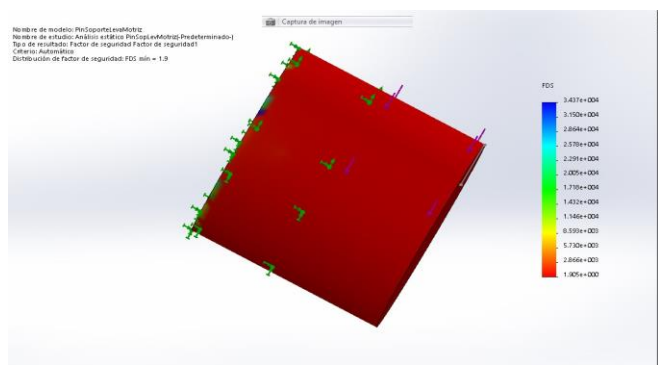
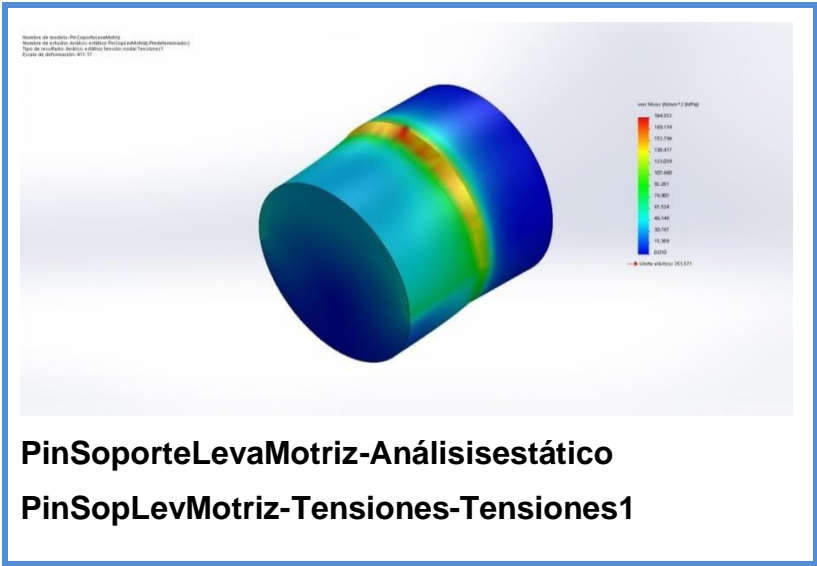


Figura 3.41 Factor de seguridad pin soporte de leva motriz en el punto 3



Resultados del estudio

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	0.0102298 N/mm^2 (MPa) Nodo: 11664	184.553 N/mm^2 (MPa) Nodo: 13894

Figura 3.42 Simulación de desplazamiento por von mises.

PinSopLevMotriz-Factor de seguridad 1.9

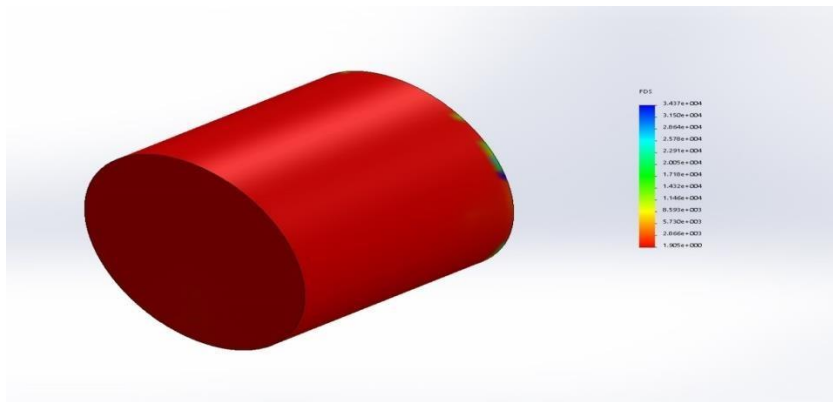


Figura 3.43 PinSoporteLevaMotriz-Análisisestático.

Planos de las levas de fuerza

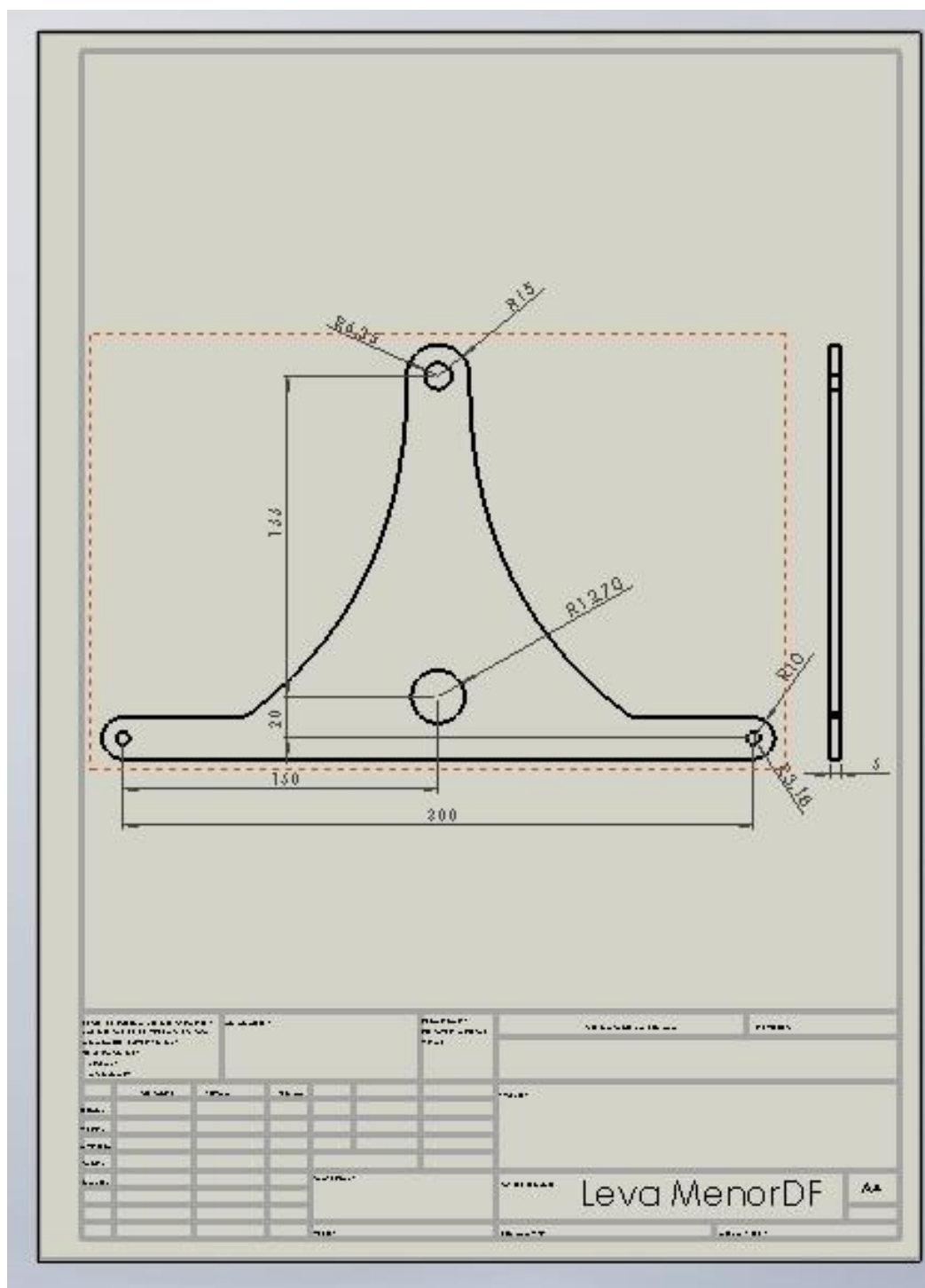


Figura 3.44 Diagrama de fuerza leva menor

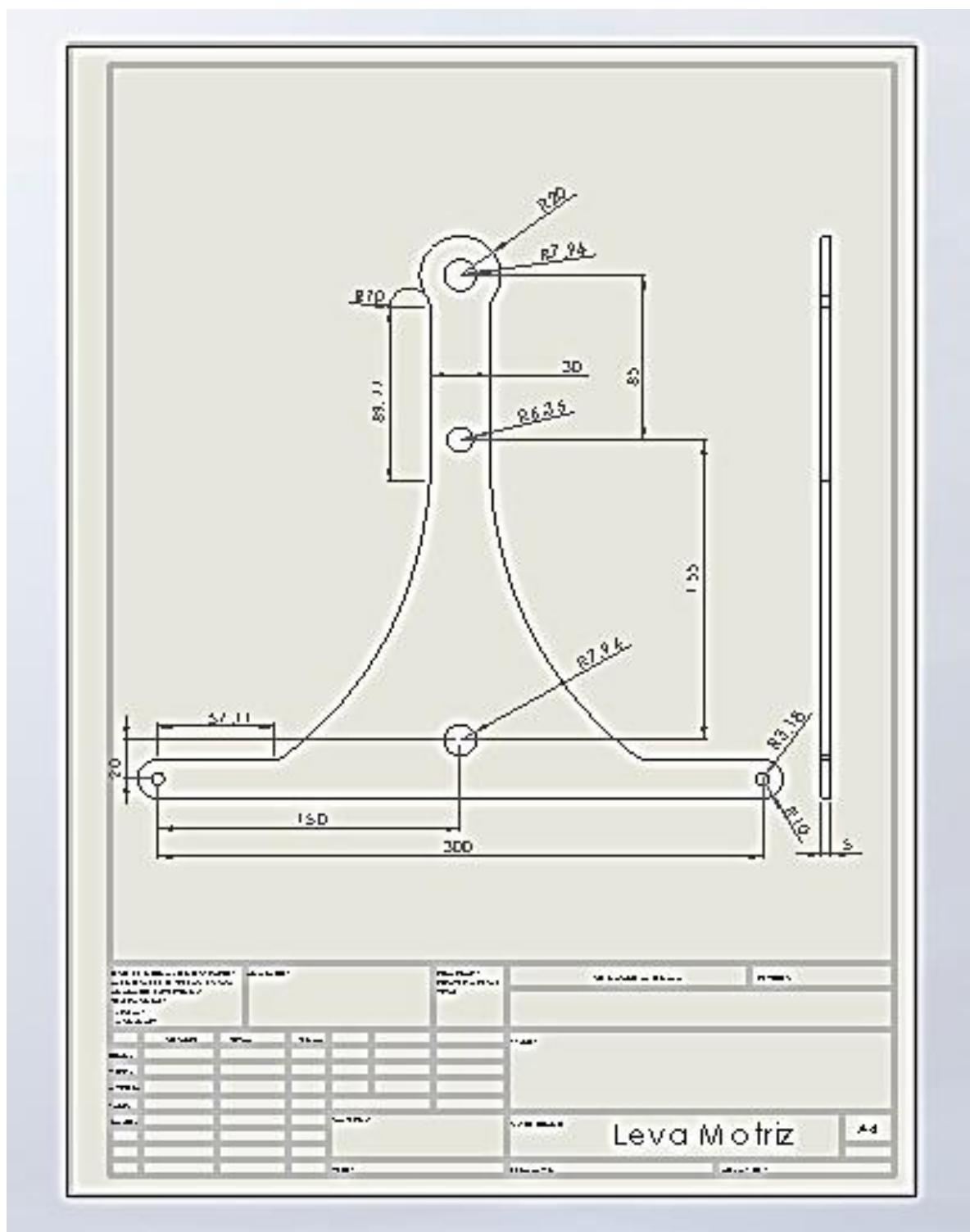


Figura 3.45 Diagrama de fuerza leva motriz

3.6 Circuito de control del mecanismo de volteo

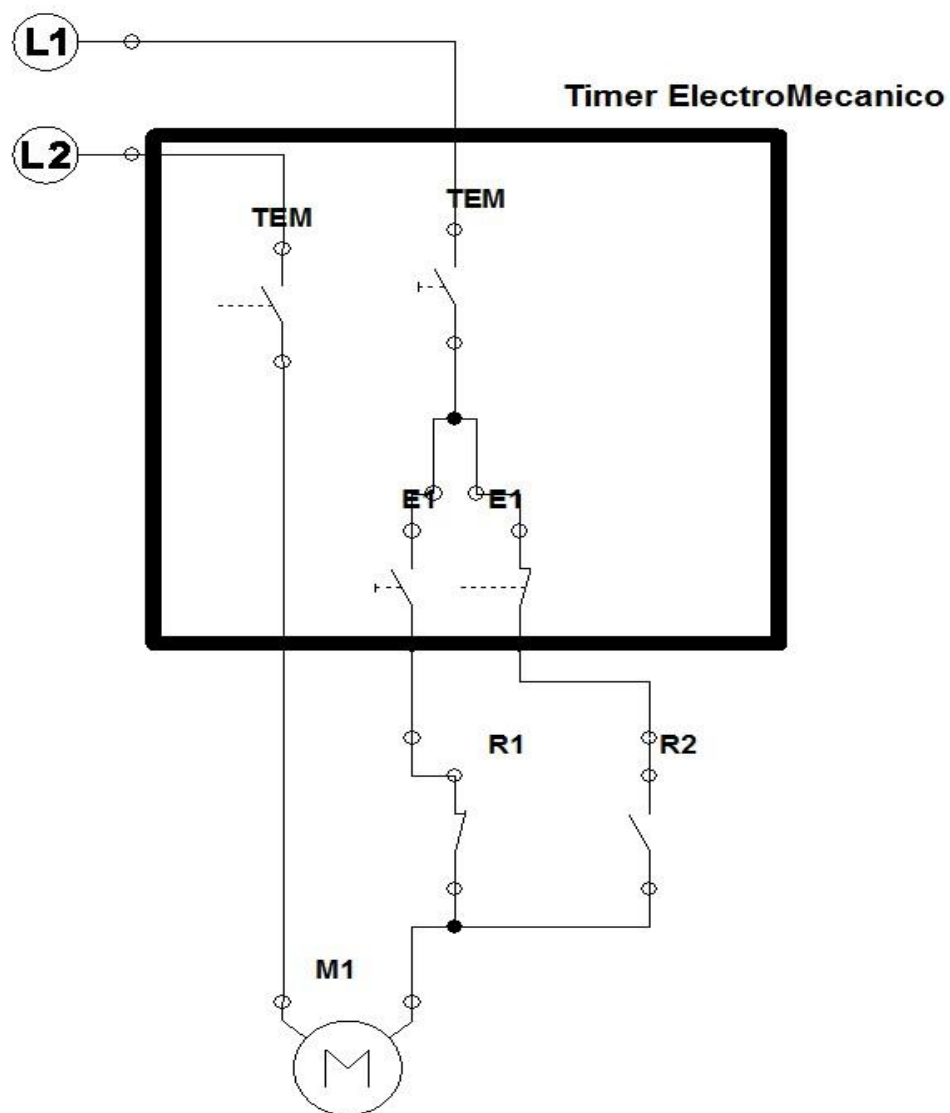


Figura 3.46 Circuito de potencia conectado 220V (TEM, ESTADOS DEPENDIENTES, RELAY)

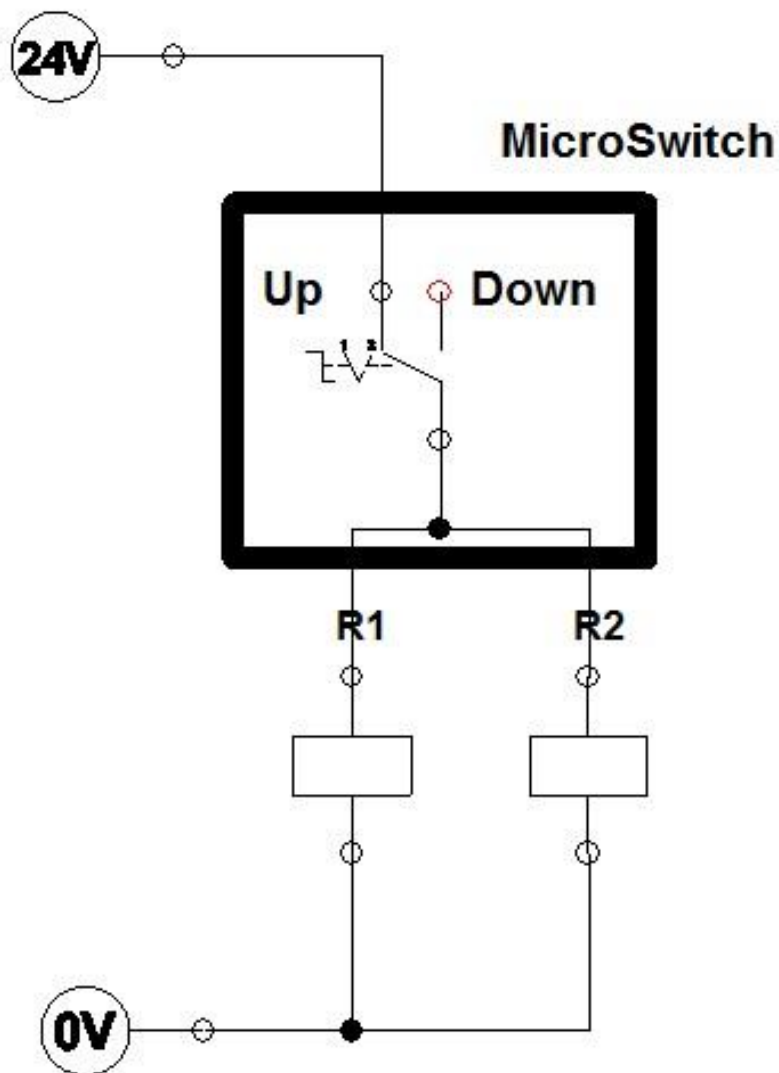


Figura 3.47 Sistema mecánico eléctrico que interactúa con la leva del eje motriz.

Ciclo de funcionamiento:

1. El Contactor TEM se encuentra presionado, a la vez el MicroSwitch está arriba (up) entonces se encuentran energizados los relays R1 Y R2 donde el contactor de relay R2 cierra el circuito del sistema permitiendo el movimiento del motor



105

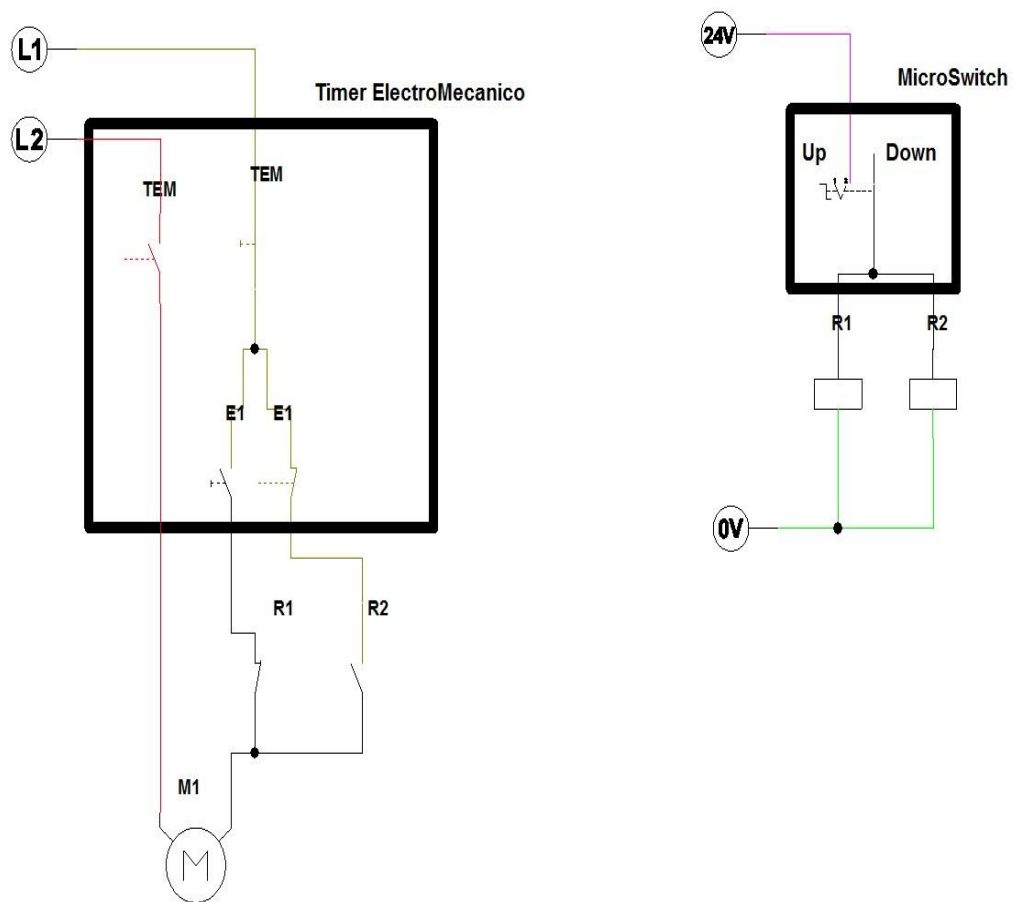


Figura 3.49 Timer encendido - MicroSwitch Down-abajo (30 sec después) – Primera hora: Motor apagado

3. En la siguiente hora el TEM cambia el estado de sus contactores E1 permitiendo nuevamente el cierre del circuito y el arranque del motor

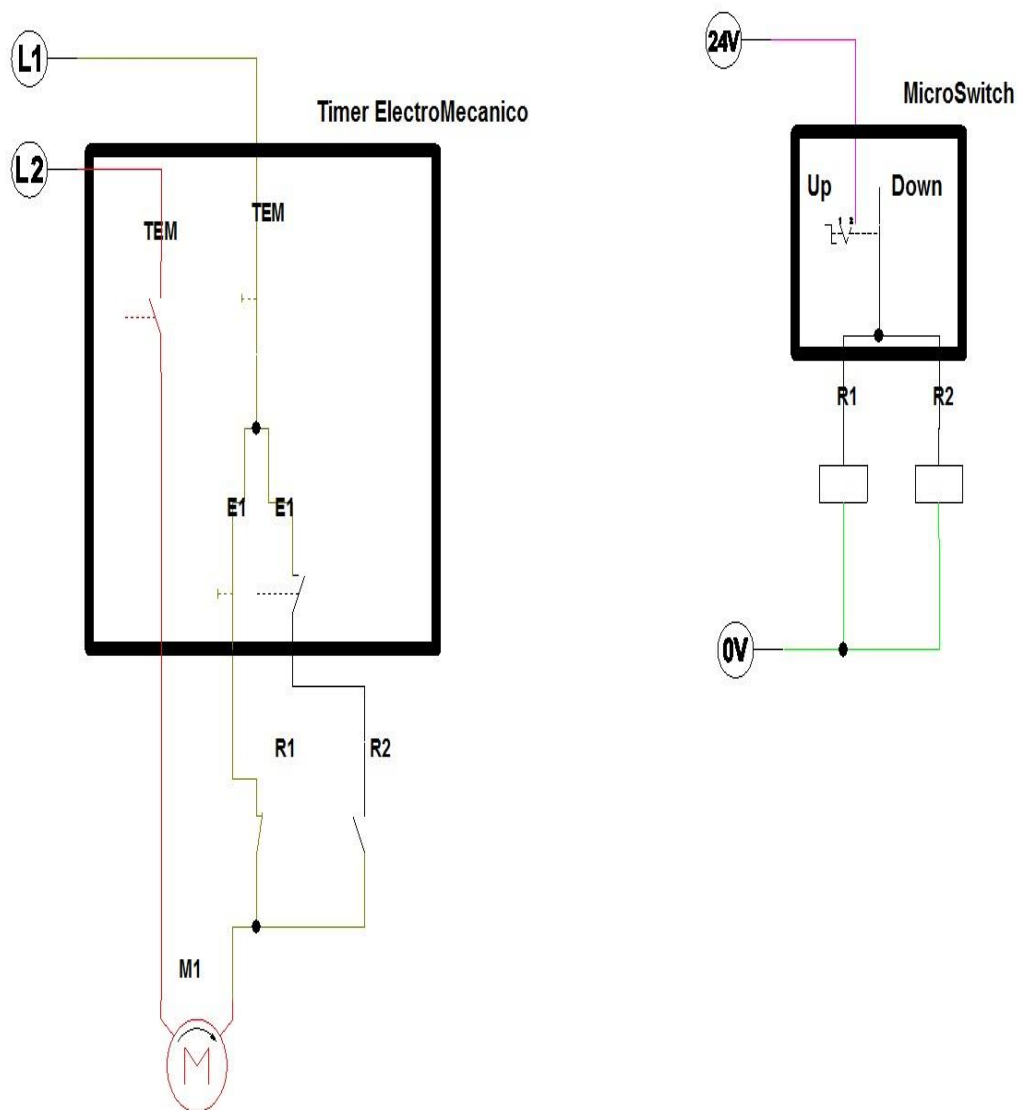


Figura 3.50 Timer encendido - MicroSwitch Down-abajo – Segunda hora: Motor Encendido

4. El TEM se encuentra encendido a la vez el MicroSwitch está arriba (up) entonces se encuentra energizados los R1 Y R2 donde el relay R2 cierra el circuito del sistema permitiendo el funcionamiento del motor.

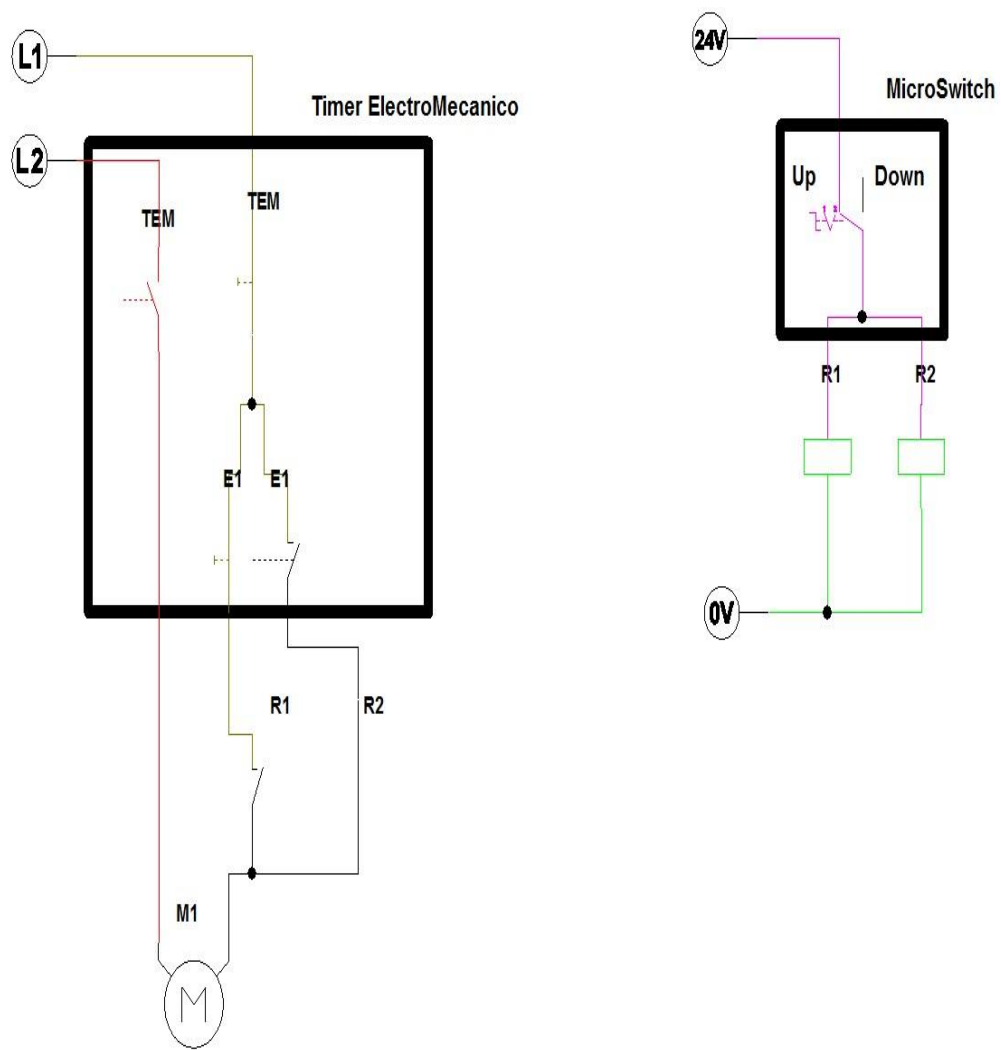


Figura 3.51 Timer encendido - MicroSwitch Up (30 sec después) – Segunda hora: Motor apagado

5. El sistema esta desactivado por ende el motor esta desenergizado.

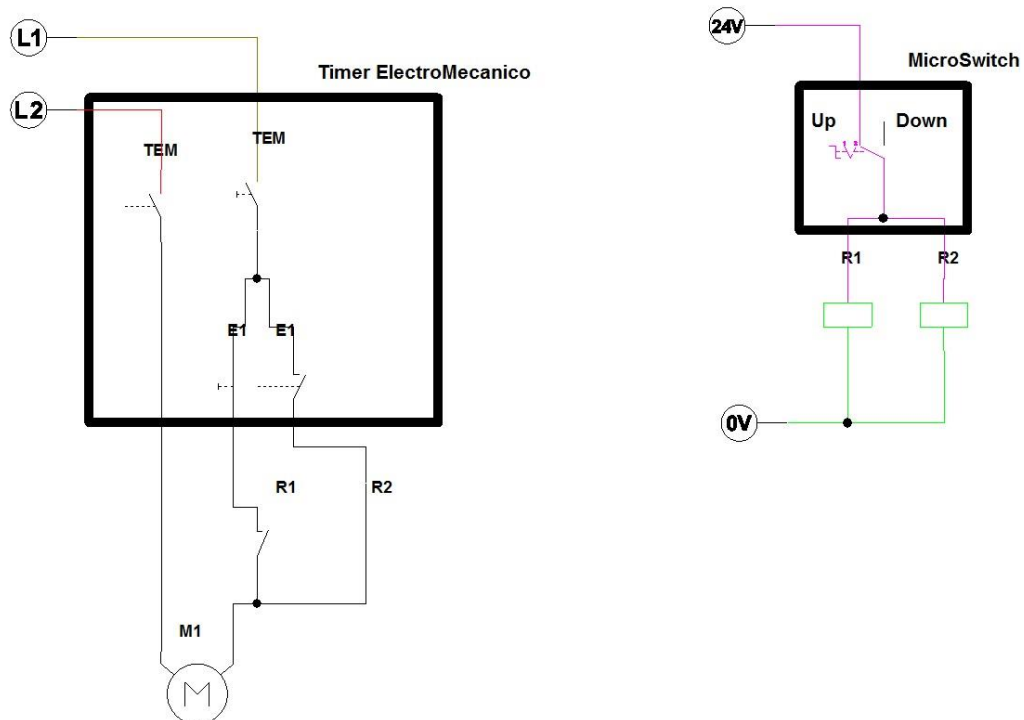


Figura 3.52 Timer apagado:

IV. DISCUSIÓN:

4.1 Podemos afirmar que nuestros parámetros están dentro del rango de las características de incubación del huevo, por eso nos inclinamos por los grados y parámetros más óptimos encontrados en teorías y antecedentes para una mayor eficiencia en el nacimiento de pollitos.

4.2 Se discutió por la cantidad de huevos que se moverán (93312 huevos en 36 levass) con respecto a nuestros antecedentes ya que ellos moverán cantidades pequeñas (210 huevos), evaluando con nuestra lista de exigencia, nuestra matriz morfológica y estructura de funciones, nuestro mecanismo con mejor posibilidades de diseño bajo aspectos económicos y técnicos, son: En el sistema de transmisión: Moto reductor, catarinas para una reducción final, cadena de rodillos, eje de transmisión. En el mecanismo de volteo: Rodamientos, Manivela, biela, leva motriz, levass menores, uniones (pines de sujeción) En el mecanismo de control: Leva arandela, micro interruptor, temporizador, relays, fuente de transformación, controlador y batería.

4.3 El mecanismo de volteo de Jairo Alonso Jiménez rueda, John Fredy Veloza caro muestra las siguientes limitaciones, su diseño es solo para 210 huevos y en portabandejas que giran en un único eje y el de Fernando Cortes Bárcenas, Ulises M. Peñuelas Rivas es accionado mediante una tuerca husillo para mover el soporte de los contenedores (portabandejas) y se limita a mover solamente una columna con un número limitado de portabandejas que depende de la fuerza máxima que pueda realizar el husillo. Para accionar más portabandejas es necesario colocar más tuercas husillos

4.4 Según recomendaciones y antecedente en la tesis de basantes Villegas, recomienda el acero AISI 1020 para pines de sujeciones según norma para este tipo de piezas por su dureza y accesibilidad de medidas en el mercado, también podemos decir que nuestros resultados fueron alcanzados usando bibliografía especializada como: [libro diseño en ing. Mecánica de shigley] 8va edición p.354366, manual de rodamientos NTN, para la selección adecuada de los rodamientos, el manual de moto reductores euro drive, para la adecuada selección del moto reductor y el diseño del eje, levass, pines, viga, etc. se realizó mediante calculo y simulación en el software de diseño solid work versión trial

4.5 Mediante la simulación en solid work se constató que un giro angular de 180° de la manivela es igual a un desplazamiento de 90° de las levass, de tal forma que las levass se desplacen a $\pm 45^\circ$ con respecto a la vertical, también Solid work proporciona el posicionamiento exacto de las levass estas a su vez presentan desvíos de $\pm 0.4^\circ$ con respecto a sus posiciones de $\pm 45^\circ$, a su vez Solid work

detecta las interferencias de posicionamiento de piezas pudiendo corregir preventivamente algunas dimensiones y ubicación de las piezas afectadas, mientras tanto el análisis de movimiento en solid work permite identificar los tiempos de movimiento rotacional de las levas y eje de transmisión a un intervalo de 29,13 segundos.

4.6 Esto es nuestro aporte adicional a nuestro estudio ya que las demás tesis sobre volteos no aportan mucho sobre controles automáticos mecánicos eléctricos, nuestro sistema esta optimizado por el sistema mecánico eléctrico que se ha diseñado eso condiciona a que el sistema de control que empleamos sea básico y accesible en el mercado y este a la altura de los sistemas de control de volteo actuales, aparte esto permite economizar nuestro mecanismo.

V. CONCLUSIÓN

5.1 Se concluyó:

La importancia del volteo en los primeros 18 días, el volteo debe ser de 90° en 30 segundos en las levas, ósea 1 rpm en el eje de transmisión, frecuencia de volteo 1 vez por hora durante las 24 horas del día, con el polo obtuso hacia arriba y formar un ángulo de $\pm 45^\circ$ sobre la vertical

5.2 Se llegó a la conclusión de acuerdo a nuestro estado de la tecnología y a nuestra matriz de evaluación técnica, a un conjunto de solución bajo aspectos económicos

y técnicos, un costo de (s/10,000.00) para la fabricación y el tiempo de retorno sobre la inversión(ROI)será de 2 a 3 meses como se observa en la tabla de anexos1.5 y 1.6, podemos decir que nuestros componentes cumplen con los objetivos de diseño técnicos y económicos que son de seguridad, rendimiento, confiabilidad y disponibilidad

5.3 Después del análisis de las teorías y antecedentes concluimos:

Que nuestro sistema de volteo diseñado en el presente trabajo se logra la incubación de 93312 huevos distribuidos en 36 levas accionados por dos bielas, la transmisión de potencia se logra con un moto reductor de 0.6 hp y una cadena de rodillos. El volteo es automático controlado por una leva arandela que controla el ángulo de volteo de $\pm 45^\circ$ con el tiempo de giro (30 segundos) y un temporizador regulado a un volteo por hora y que este modelo no solo servirá para un solo tipo de máquina si no que se adapta a cualquier máquina con distinta capacidad.

5.4 Llegando a la conclusión que para la transmisión se necesita un moto reductor de 1600rpm de entrada, de 0.5 hp y 2.4 rpm de salida, una Catarina conductora de 15 dientes y una conducida de 35 dientes para una reducción final de 2,3:1, una cadena de rodillos de un torón y de una Hd de 0.6 hp, de un eje de trasmisión de 1" de diámetro AISI 1045, de 2 rodamientos con una vida nominal básica de 8,788 horas, de una leva motriz con un espesor de 5mm y un ancho en el cuello de 34 mm, aumentando su módulo de sección a 40mm en los pines , un ancho en las aletas de 20 mm, de 62 mm a partir del punto de aplicación de la fuerza debe haber una curvatura para aumentar el módulo de sección, con sus pines de $5/8"$ en los pines de fuerza (1,2y3) y en los pines de soporte de portabandejas de $1/4"$, mientras que en las levas menores de iguales dimensiones pero con sus pines de fuerza de $3/8"$ en los puntos(3 y 4 de la fig. 3.13), también con una manivela de 0.17 cm de radio y una biela cuadrada de 1" de espesor.

5.5 De acuerdo a la teoría se concluyó y constato que los cálculos y simulando el (solid work) con sus cargas y componentes, nos dio la razón y la seguridad de los cálculos de las levas y pines de sujeción con un factor de seguridad de entre 1.5 y 5 según la importancia de sus componentes, llegando a la conclusión acertada de los componentes en diseño, dimensiones y materiales escogidos.

En la teoría según el autor: Antonio callejo ramos de la universidad politécnica de Madrid recomienda utilizar un rango de volteo de 45° a 55° , mientras que en el estudio de posicionamiento hecho en el solid work este ángulo varía entre $45^{\circ} \pm 0.4^{\circ}$, estando nuestro mecanismo dentro del rango optimo y más acorde en lo que respecta a precisión.

5.6 De acuerdo a la teoría, se concluye que las bondades de este circuito son prácticos y económicos estando a la altura de los demás circuitos de control existentes, pudiéndose adaptar a cualquier mecanismo mecánico eléctrico por su facilidad de adquisición en el mercado y economía. Nuestro sistema de control cuenta con un circuito de potencia conectado 220V (tem de estados dependientes), el cual está conectado al sistema mecánico eléctrico que interactúa con la leva del eje motriz (leva arandela con MicroSwitch, controlador, relays, temporizador, conectados a una fuente de transformación de 24v. y una batería de 24v.)

Conclusión general

Se puede afirmar que los objetivos propuestos en la realización de este mecanismo automático de volteo se cumplieron, por lo que nuestros resultados están en los rangos de los antecedentes antes mencionado y de acuerdo a la teoría estudiada, los parámetros fueron logrados porque cumplen con los objetivos de diseño técnicos y económicos que son de seguridad, rendimiento, confiabilidad y disponibilidad, a la que fue exigido nuestro mecanismo automático con respecto a los parámetros de potencia, velocidad, frecuencia de volteo y ángulo de volteo, utilizando los mejores componentes, las selecciones adecuadas y lo más importante un retorno sobre la inversión(ROI) de entre 2 y 3 meses como máximo, y constatando nuestros resultados con la simulación en el software de diseño solid work versión trial, llegando a la conclusión que los cálculos y simulación del (solid work) con sus cargas y componentes, nos dio la razón y la seguridad de los cálculos de las levas y pines de sujeción con un factor de seguridad de entre 1.5 y 5 según la importancia de sus componentes, llegando a la conclusión acertada de las piezas en diseño, dimensiones, selecciones y materiales escogidos.

VI. RECOMENDACIONES

6.1 Recomendamos a las empresas dedicadas a este rubro que Todas las incubadoras deben cumplir estrictamente con las características de volteo en incubación del huevo fértil ya que de eso depende la eficiencia de la incubación.

6.2 Se recomienda a las instituciones interesadas que este conjunto de solución puede ser mejorado con el pasar del tiempo ya que la tecnología avanza rápidamente y así poder continuar con el estudio para una automatización a la par con la tecnología.

6.3 A las instituciones interesadas en la fabricación de incubadoras o esta clase de volteos se recomienda no ajustar los factores de seguridad en los pines y levas, ya que en la práctica estos son la parte crítica que sufren mayormente desgaste y rotura en los volteos modernos existentes.

6.4 De acuerdo a la conclusión de las características técnicas del mecanismo de volteo automático se recomienda a los fabricantes e interesados a usar los materiales especificados (aceros) por la vital importancia que conlleva incubar seres vivos ya que si estos fallan se puede ocasionar pérdidas económicas considerables e irreparables.

6.5 A las empresas de incubación (avícolas) se recomienda utilizar el tornillo regulable con contratuerca para una mejor precisión para alcanzar el ángulo óptimo

de volteo, a la vez también tomar en cuenta la lubricación y mantenimiento (cada 6 meses) por ser de vital importancia en esta clase de mecanismos.

6.6 A los responsables de las plantas incubadoras, por medidas de seguridad se recomienda no olvidar, no hacer limpieza o mantenimiento en modo automático por negligencia, ya que esta se podría activar en cualquier momento y podría ocasionar accidentes personales y materiales. También se recomienda no descartar otras clases de controles más sofisticados, ya que no fueron tomados en cuenta por su economía y difícil accesibilidad en el mercado.

VII.REFERENCIAS

Tesis:

[1]JAIRO ALONSO, Jiménez rueda. VELOZA CARO, John Fredy, modelo funcional de una incubadora de huevos para la industria avícola, Bucaramanga Colombia, universidad industrial de Santander facultad de ingeniería físicomecánicas escuela de ingeniería mecánica, escuela de ingeniería eléctrica, electrónica y telecomunicaciones, 2008.p. (8-21) DE 165 p.

[2]CORTEZ BÁRCENAS, Fernando. PEÑUELAS RIVAS, Ulises. CONTRERAS LICONA, Juan Carlos. DORADOR GONZALES, Jesús Manuel, Diseño de maquina incubadora automática de huevo [2], Coyoacán-México D.F.facultad de ingeniería de la universidad nacional autónoma de México, 2007. p. (118-119) de 120 p.

[3] BASANTES VILLEGAS, Daniel Estuardo. POZO REVELO, Santiago David. CASTRO, Juan. “Diseño y adaptación de un sistema de volteo en un camión Toyota Dyna”, Latacunga-Ecuador, escuela politécnica del ejército, carrera de ingeniería automotriz (2008) p.11-12.

[4]MONTERO AVENDAÑO, Jorge Ernesto (2006) “Diseño de Maquina Volteadora de Compost Para Residuos Orgánicos”, Austral-Chile, de La Escuela De Ingeniería Mecánica De La Universidad Austral De Chile, 2006.p.6-7.

Marco teórico (pag.web, tesis, catálogos y libros)

[5] Autor: Antonio Callejo Ramos de la universidad politécnica de Madrid

[6]mineral”<http://www.gallospedragliofarm.com/algunascosasdelhuevo.htm>

[7]<http://nelidachicken.blogspot.pe/>

- [8]<http://www.uabcs.mx/maestros/descartados/mto01/incubacion.htm>.
- [9]Actualización de la incubación-sitio avícola
- [10]<http://www.academia.edu>
- [11]Tesis construcción de una incubadora, escuela politécnica del ejército sede Latacunga autor: Francisco Javier Cevallos Sánchez p.53-54
- [12]www.emb.cl/electroindustria/articulo.mvc?xid=701 revista electro industria.
- [13]<https://es.scribd.com/doc/136587254/Catarina-s>
- [14]ingemecanica.com transmisión por cadenas
- [15]www.buenastareas.com diseño de ejes de transmisión.
- [16]Documents.tips › Documents, selección de rodamientos.
- [17] Catálogo de rodamientos, Capacidad de carga y vida (NTN) p.A-17
- [18] <https://prezi.com/zjycscaabrvc/mecanismo-biela-manivela>
- [19]Mec_biela-manivela.ht. Mecanismo biela manivela
- [20] [https:// /wiki/Acoplamiento mecánico](https://wiki/Acoplamiento_mecanico)
- [21]Teoría de máquinas -Autor Salvador Cardona Foix www.elprisma.com
- [22] catálogo de la marca sew euro drive sobre motor reductores.
- [23] Profesor: MC Jacob J. Vásquez Sanjuán de la Universidad Tecnológica de la Mixteca

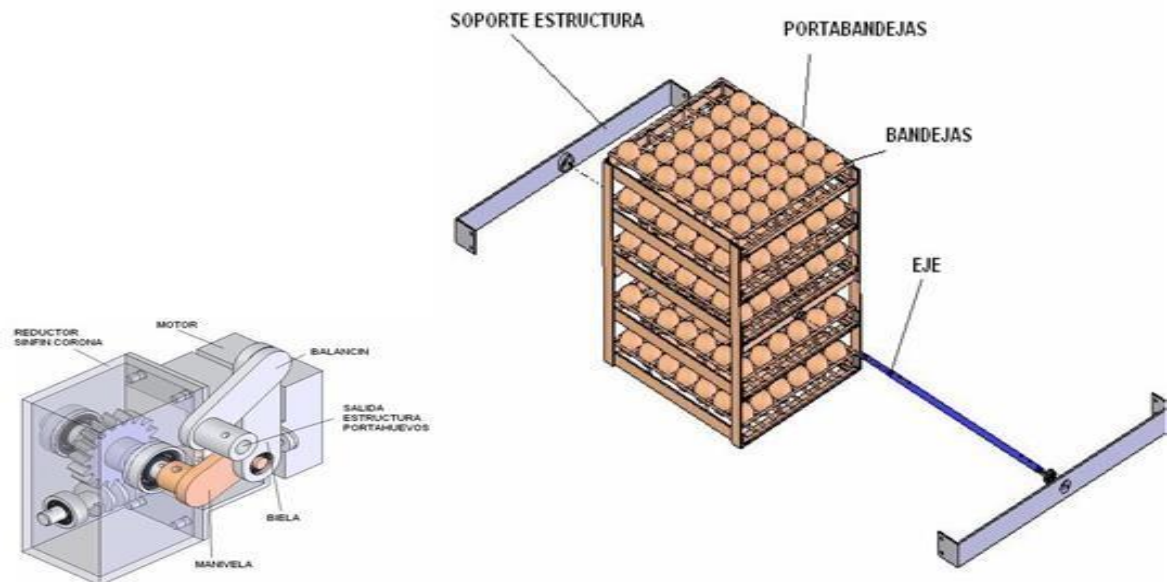
Libros:

- [24] G. BUDYNAS, Richard y Nisbett, J.Keith. Diseño en ingeniería Mecánica de shigley.8va edición. México D.F. (2008) ISBN-10:970-10-6404-6.p.859-895 y p.354-358.
- [25] ROBERT L. NORTON. Modulo Diseño de maquinaria (factores de seguridad). MC Graw Hill 3ra edición. México D.F. (2005) ISBN 970-10-4656-0.p.749. [26] MOTT, Robert L, Diseño de elementos de máquinas.2da edición. Naucalpan de Juárez, edo. De México (1992).ISBN-968-880-575-0.p.8-9. Y 4ta edición p.185-186
- [27] ALVA DAVILA, Fortunato. Rodamientos. Diseño de elementos de máquina II.1era edición. Lima Perú: 2005.p.202-204.

ANEXOS



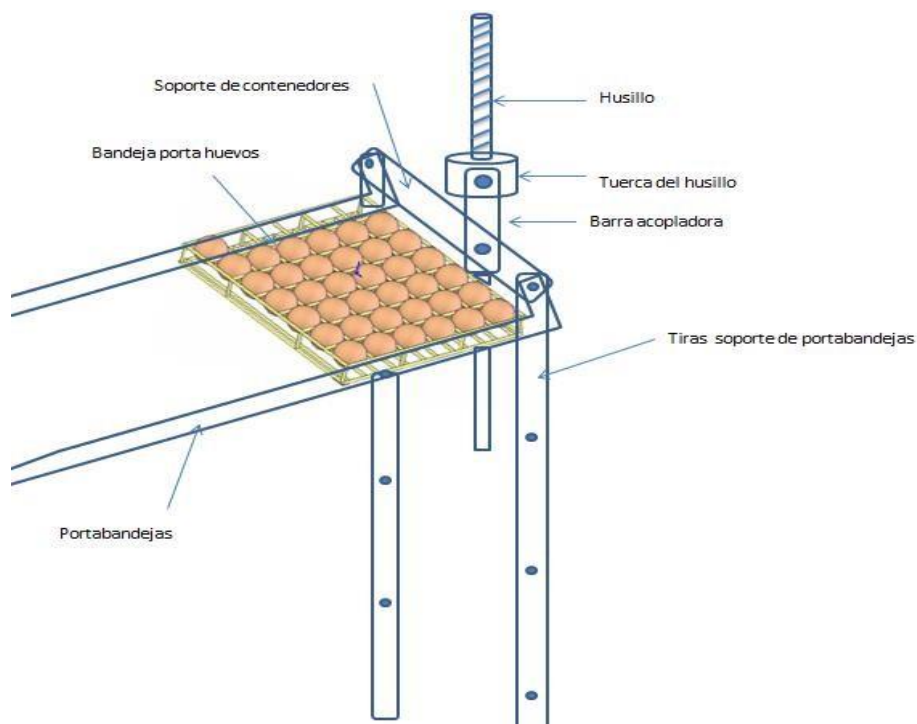
En la figura 1.1 se muestra la porta bandejas en posición horizontal y sin carga (fuente: empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)



En la figura 1.2 se muestra un sistema motriz de volteo y la estructura porta huevos (fuente: Jairo Alonso, Jiménez rueda)



En la figura 1.3 Se muestra la configuración del mecanismo de volteo.
(Fuente: Cortez Bárcenas, Fernando)



En la figura 1.4 El soporte del contenedor solo puede moverse en un intervalo de -45° a 45° , y es limitado porque solo mueve una columna de huevos (210) vista panorámica del modelo anterior



En la figura 1.6 Se muestra una máquina incubadora con su mecanismo de volteo y su moto reductor (fuente: Francisco Javier Cevallos Sánchez)

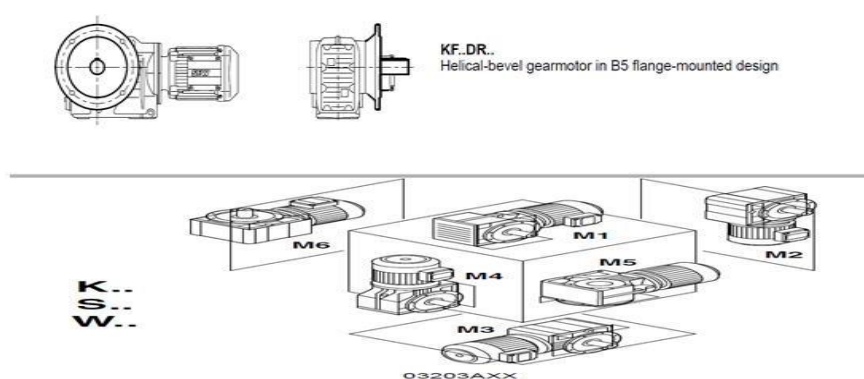


Fig. 1.7 selección del modelo del moto reductor que se adapta al espacio y requerimientos de posición M1 (fuente: catálogo de la marca sew euro drive)

Tabla 1.1 selección del moto reductor por sus RPM Y torque (fuente: catálogo de la marca sew euro drive)







$T_a \text{ max}$ [lb-in]	n_a [rpm]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [lb]					m [lbs]		
38000	2.4	717	6620	R	107R77	DRE	90M4	460	275	
	2.8	626	6620	RF	107R77	DRE	90M4	470	275	
				RM	107R77	DRE	90M4	670	275	
	3.3	528	6620							
	0.85	1987	6620	R	107R77	DRE	90M4	470	275	
	0.92	1827	6620	RF	107R77	DRE	90M4	485	275	
				RM	107R77	DRE	90M4	680	275	

Tabla 1.2 selección del moto reductor por su potencia (fuente: catálogo de la marca sew euro drive)

P_m [HP]	n_a [rpm]	T_a [lb-in]	i	$F_{Ra}^{(1)}$ [lb]	SEW f_B					m [lbs]		
0.50	2.4	34700	717	7040	1.10	R	107R77	DRE	90M4	460	275	
	2.8	30300	626	7510	1.25	RF	107R77	DRE	90M4	470	275	
	3.3	25200	528	7960	1.50	RM	107R77	DRE	90M4	670	275	
	2.8	29100	614	7630	1.30							
	3.2	25700	544	7920	1.50							
	3.5	23200	492	8090	1.65	R	107R77	DRE	90M4	470	275	
	4.2	19700	417	8210	1.95	RF	107R77	DRE	90M4	485	275	
	4.7	17700	369	8260	2.2	RM	107R77	DRE	90M4	680	275	
	5.4	15400	323	8320	2.5							
	6.1	13500	285	8360	2.8							

$$P = 0.5 \text{ Hp.}$$

$$T = 34700 \text{ lb} - \text{in}$$

Modelo L: R107R77 DRE 90M4

$$n_a = 2.4 \text{ RPM.}$$

$$T_{max} = 38000 \text{ Lbf} - \text{in}$$

$$F_{Ra} = 7040 \text{ Lbf.}$$

Tabla 1.3 escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos (fuente: catálogo de rodamientos, Capacidad de carga y vida NTN)

SELECCIÓN DEL TAMAÑO DEL RODAMIENTO

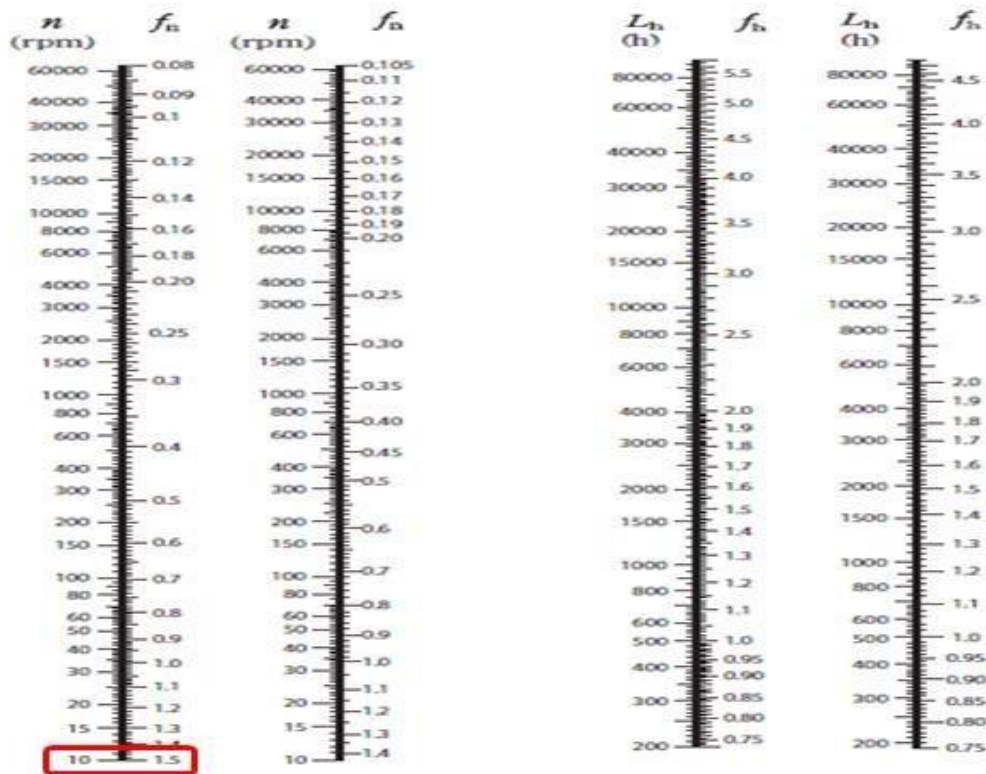


Tabla 1.4 selección del rodamiento (fuente: catálogo de rodamientos, Capacidad de carga y vida NTN)

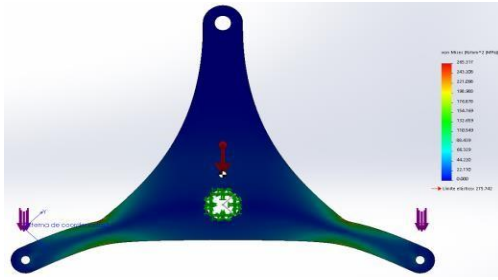
Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	–
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38 000	24 000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36 000	22 000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32 000	20 000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32 000	20 000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28 000	18 000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28 000	18 000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28 000	18 000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24 000	16 000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24 000	16 000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20 000	13 000	0,53	6405

Simulación de esfuerzos mecánicos en las levas

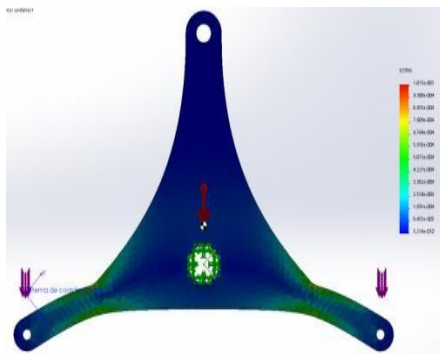
LEVA – MENOR:

DF HORIZONTAL:

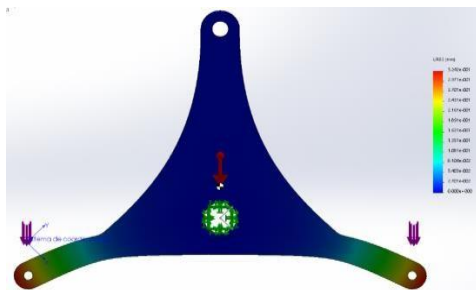
TENSIÓN VON MISES:



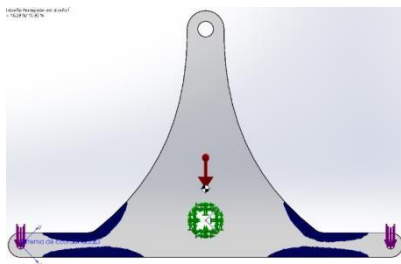
DESPLAZAMIENTO ESTÁTICO:



DEFORMACION UNITARIA ESTATICA:

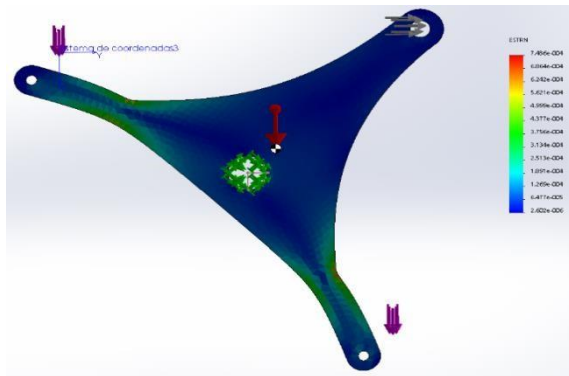


PERCEPCIÓN DEL DISEÑO:

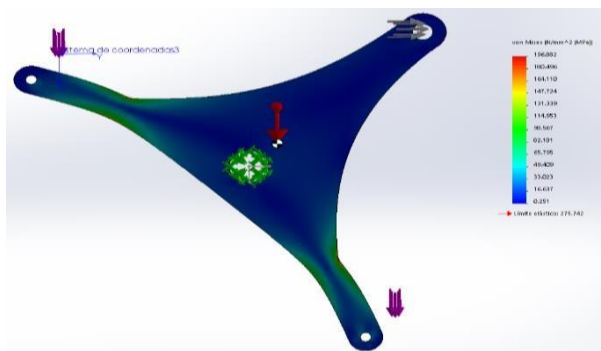


DF – ANGULAR:

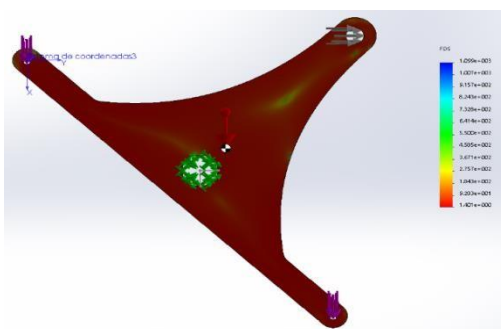
DESPLAZAMIENTO ESTÁTICO:



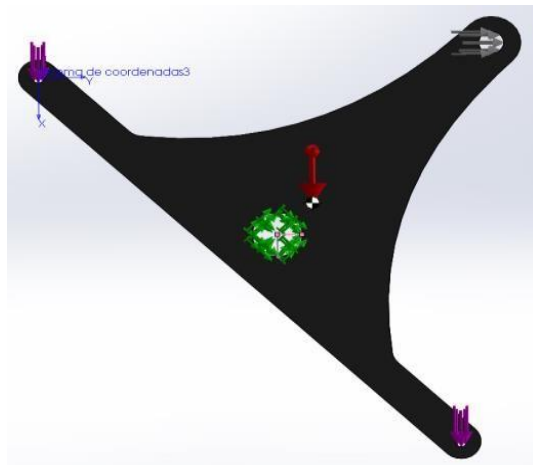
TENSIÓN VON – MISES:



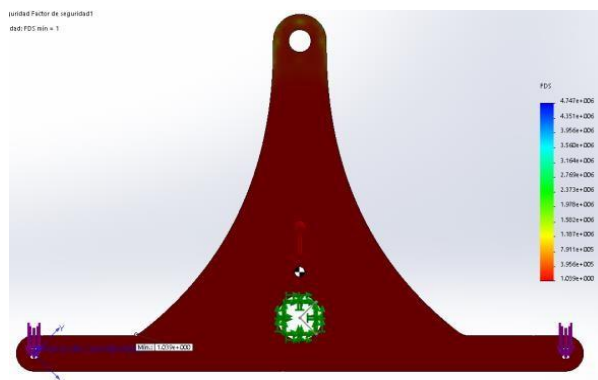
FACTOR DE SEGURIDAD = 1.4:



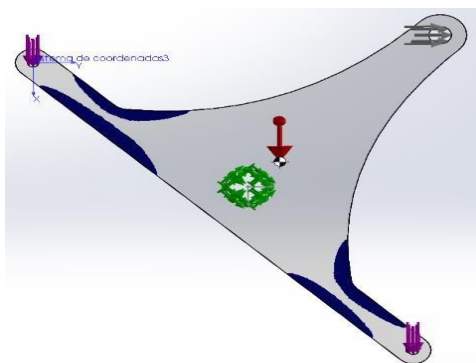
PERCEPCION DE DISEÑO



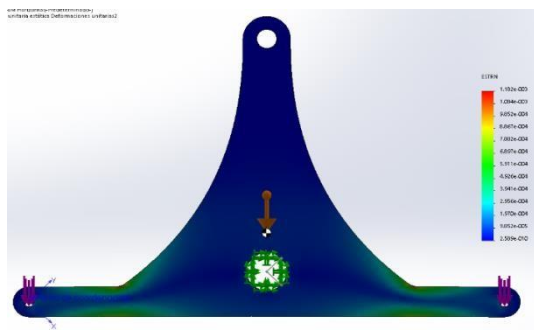
FACTOR DE SEGURIDAD = 1.4:



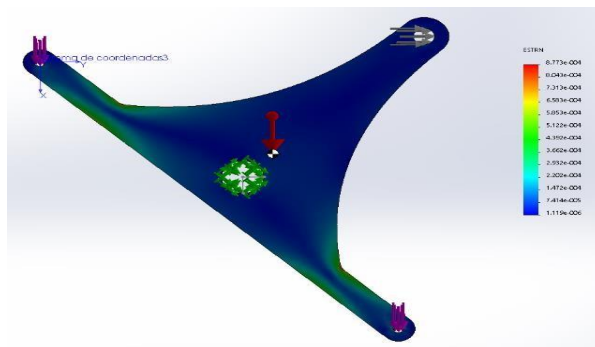
DEFORMACIÓN UNITARIA – ESCALA REAL:



DEFORMACIÓN UNITARIA ESTÁTICA:



DEFORMACIÓN UNITARIA ESTÁTICA – ESCALA REAL:



Figuras 1.8 Simulación de esfuerzos mecánicos en las levas (fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Planos de detalles de los componentes del mecanismo.

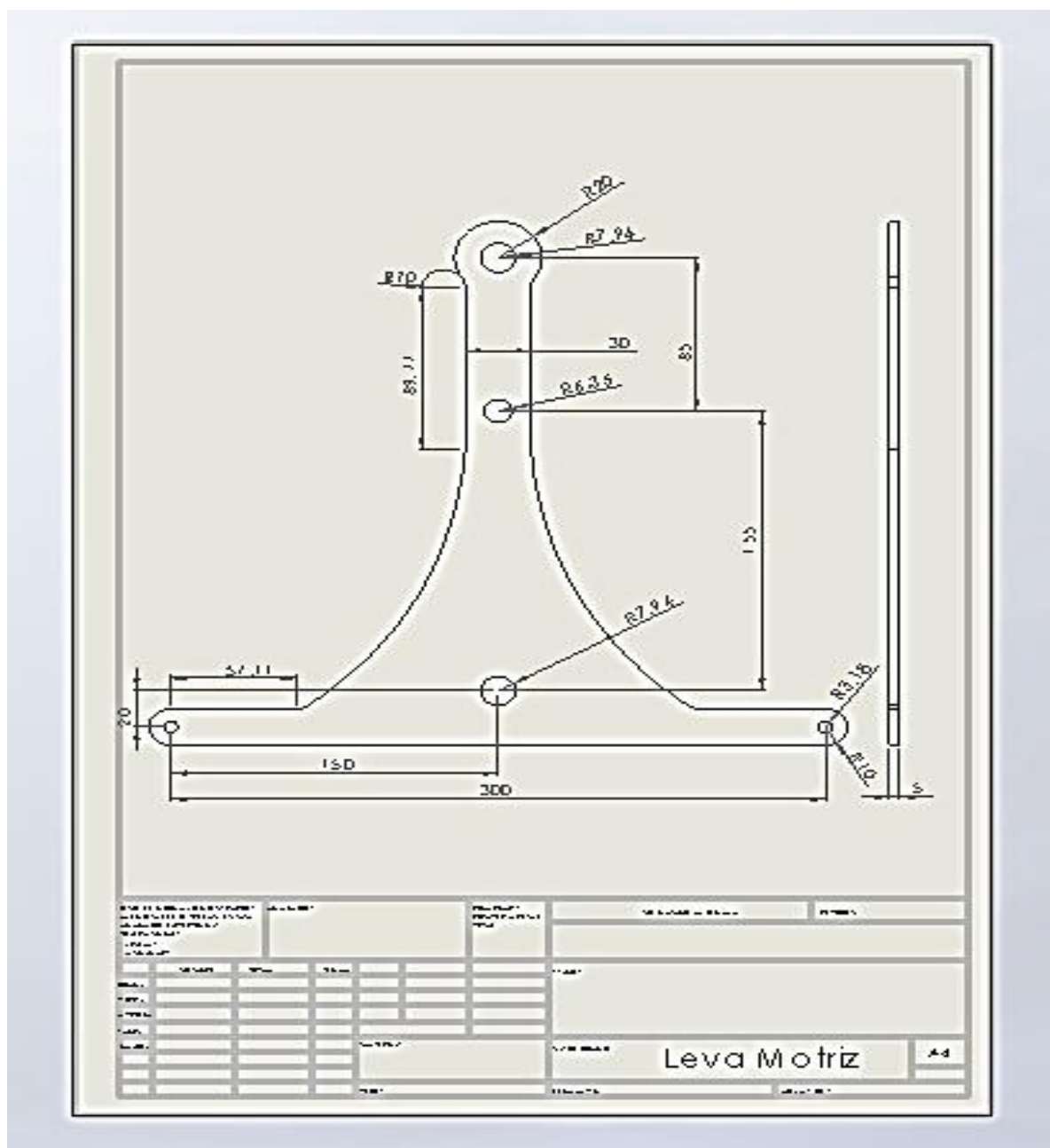
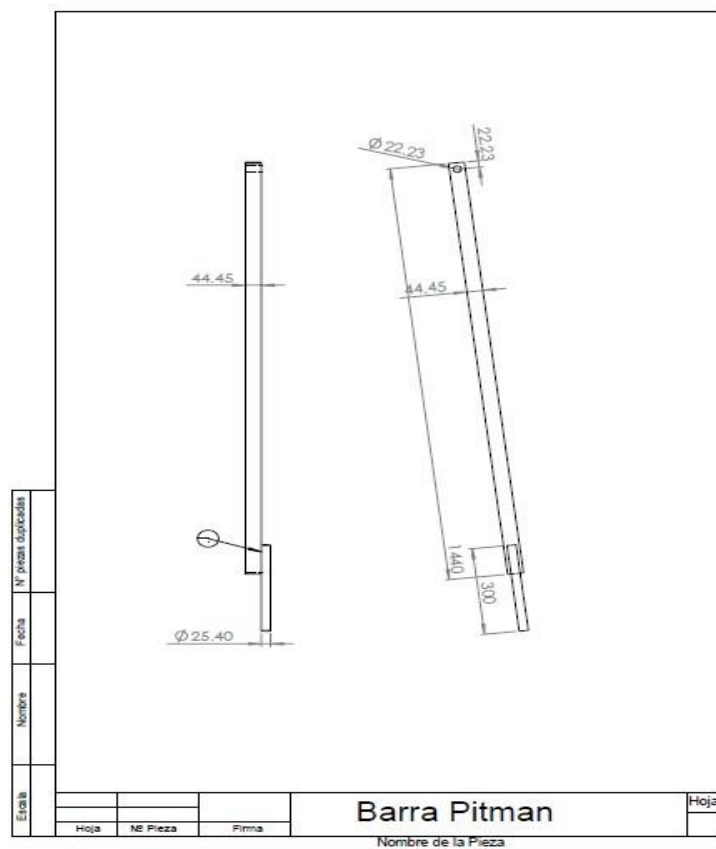
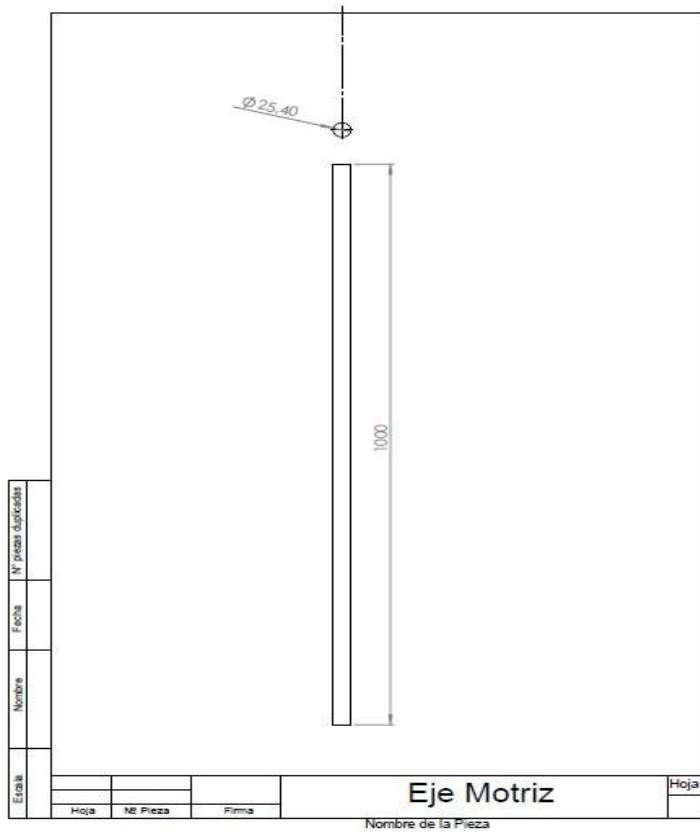
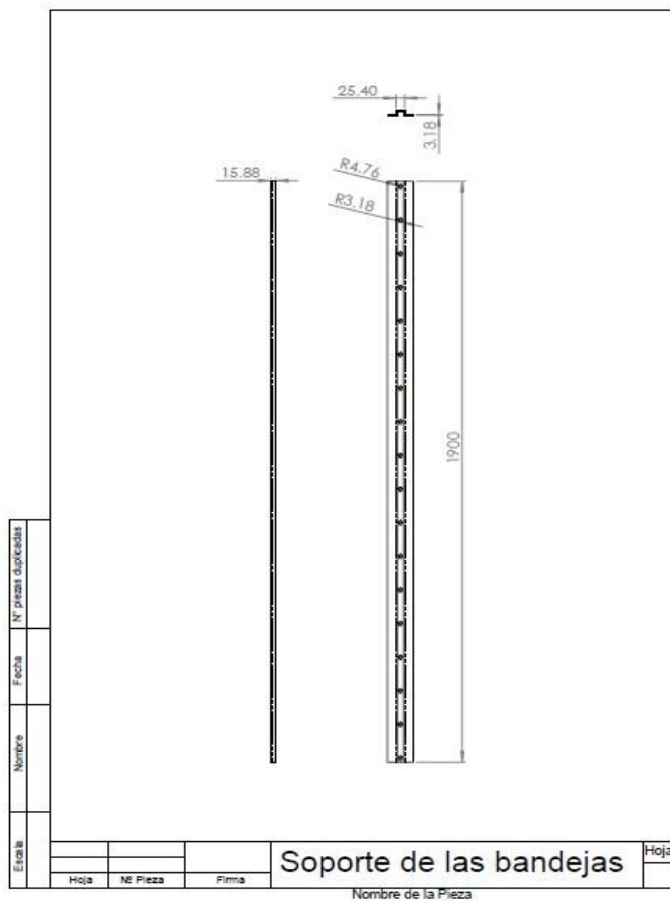
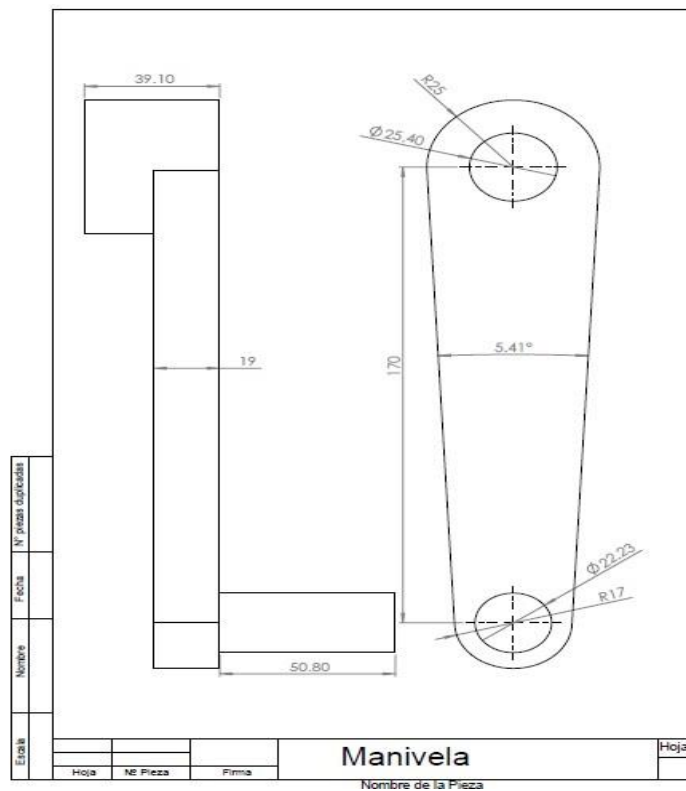
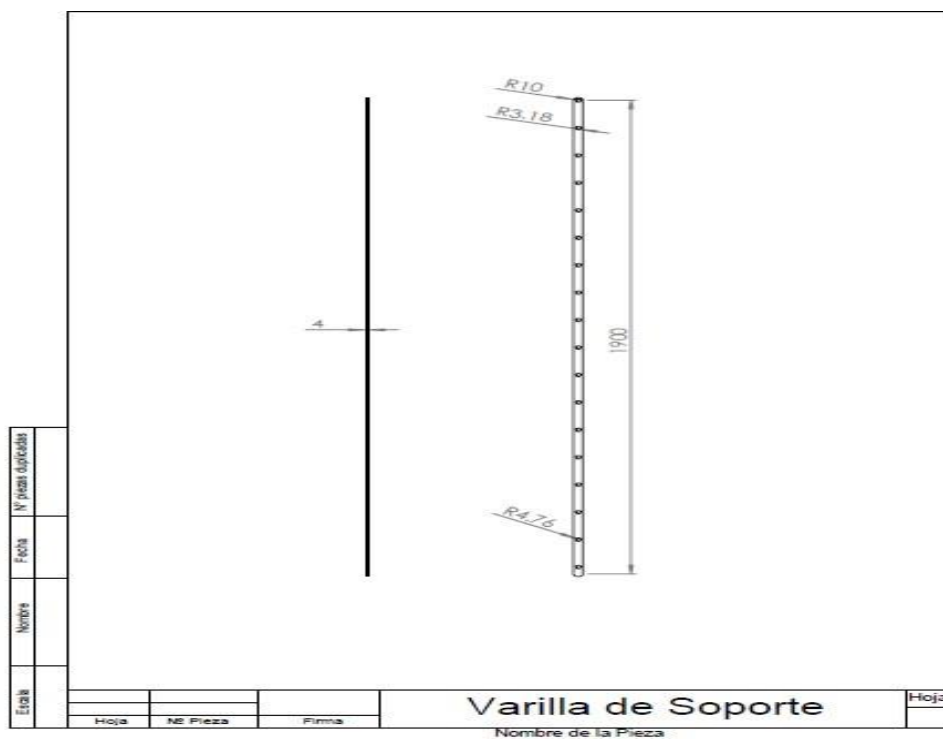
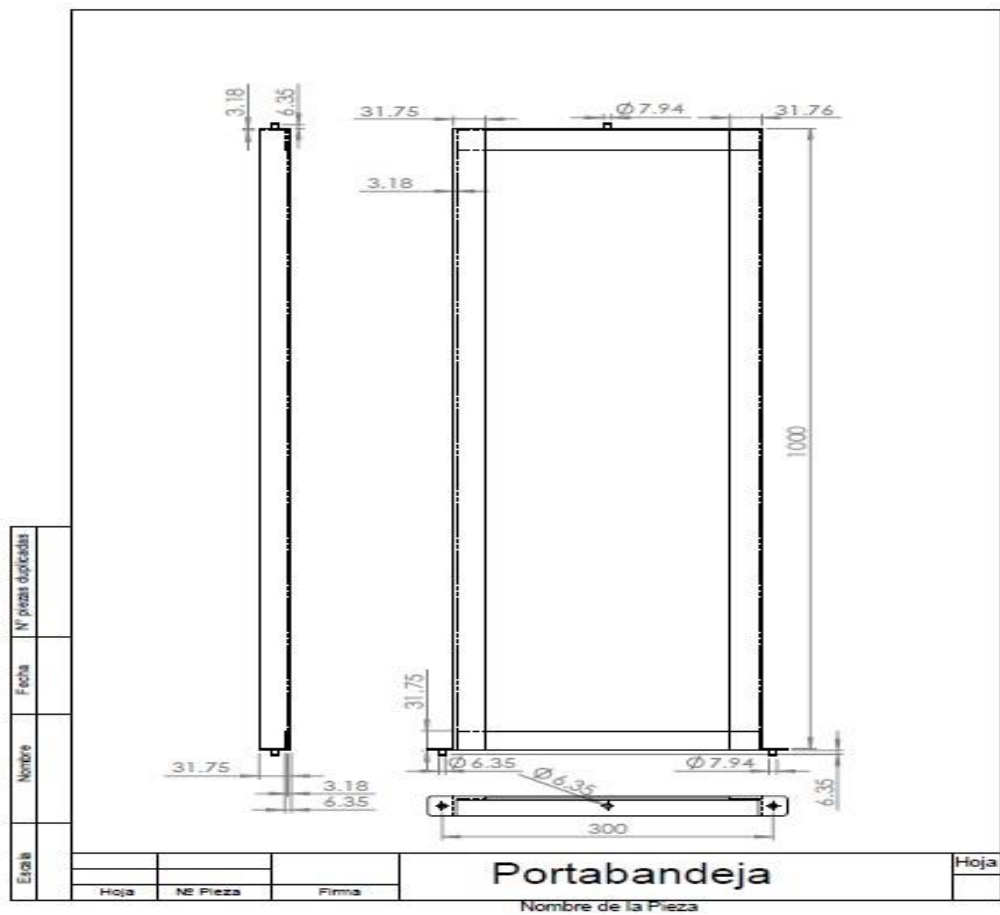


Figura 1.10 Diagrama de fuerza leva motriz levas (fuente: software de simulación solid work, versión trial)







Análisis estático

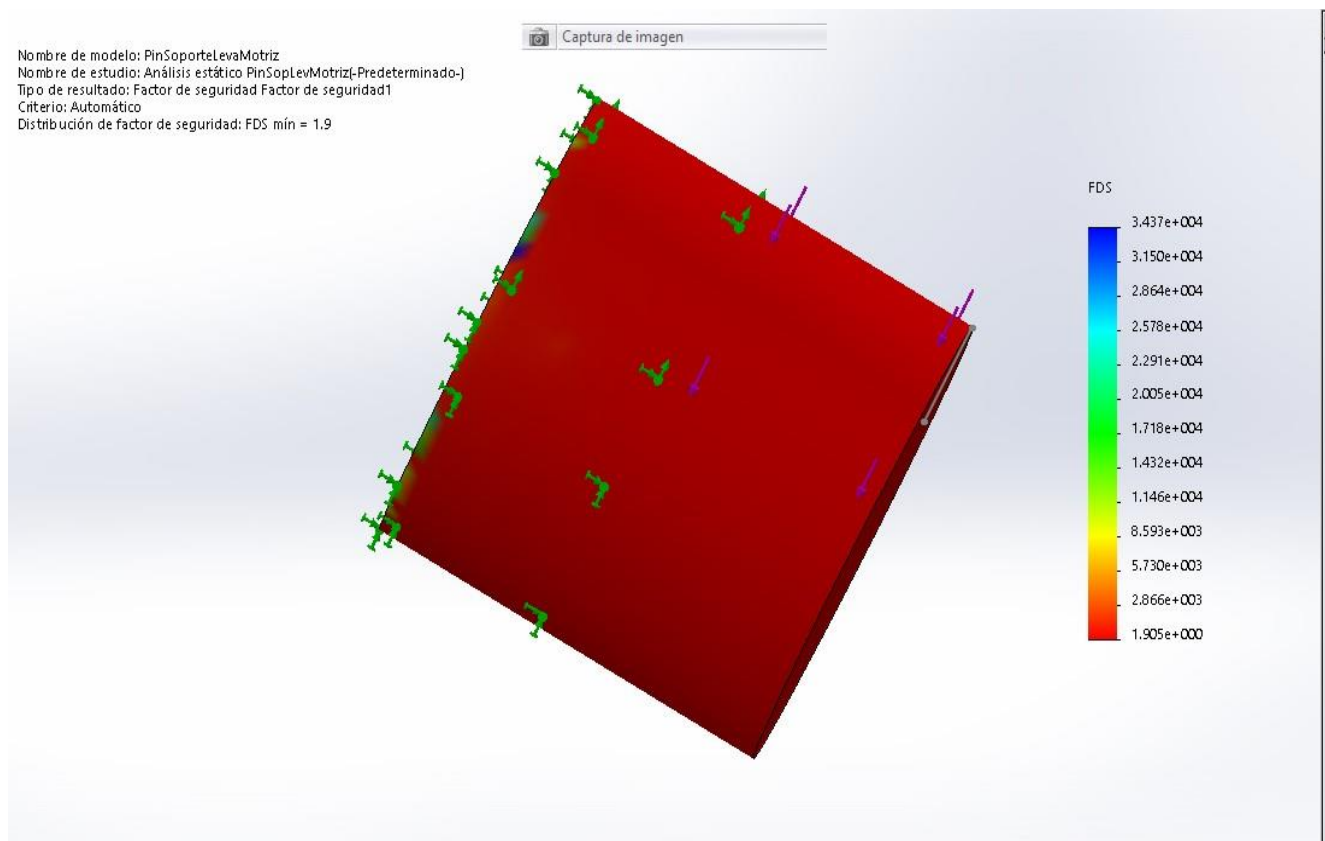
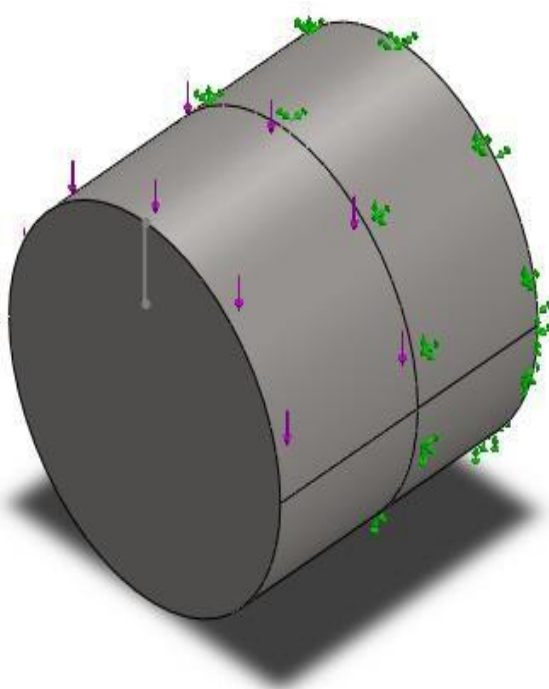


Figura 1.11 Simulación de esfuerzos mecánicos pin soporte leva motriz (fuente: software de simulación solid work, versión trial)

	<div> <div> Simulación de Pin Soporte Leva Motriz </div> <div> <p>Fecha: sábado, 14 de noviembre de 2015</p> <p>Diseñador: Jorge Cabrera</p> <p>Nombre de estudio: Análisis estático Pin Soporte Leva Motriz</p> <p>Tipo de análisis: Análisis estático</p> <p>Table of Contents</p> <p>Descripción</p> <p>Suposiciones.....</p> <p>Información de modelo 141</p> <p>Propiedades del estudio 142</p> <p>Unidades 143</p> <p>Propiedades de material 143</p> <p>Cargas y sujeciones 144</p> <p>Definiciones de conector</p> <p>Información de contacto</p> <p>Información de malla</p> <p>Detalles del sensor</p> <p>Fuerzas resultantes</p> <p>Vigas</p> <p>Resultados del estudio 145</p> <p>Conclusión</p> </div> </div>
--	---

Figura 1.12 Simulación de Pin Soporte Leva Motriz (fuente: software de simulación solid work, versión trial)

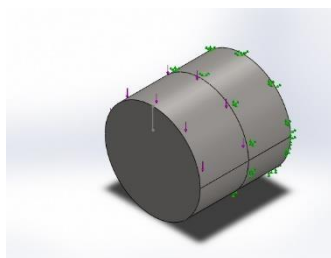


Nombre del modelo: PinSoporteLevaMotriz

Configuración actual: Predeterminado

Sólidos

Nombre de documento y referencia	de	Tratado como	Propiedades volumétricas	Ruta al documento/Fecha de modificación
Línea de partición1		Sólido	Masa:0.0232339 kg Volumen:2.941e-006 m ³ Densidad:7900 kg/m ³ Peso:0.227692 N	\Documents\ Jorge\Diseño en SolidWorks\PinSopor teLevaMotriz.SLDPR T Nov 06 14:50:12 2015



Information de modelo

Figura 1.13 configuracion del pin de soporte de leva motriz (fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Propiedades del estudio

Nombre de estudio	Análisis estático PinSopLevMotriz
Tipo de análisis	Análisis estático
Tipo de malla	Malla sólida
Efecto térmico:	Activar
Opción térmica	Incluir cargas térmicas
Temperatura a tensión cero	298 Kelvin
Incluir los efectos de la presión de fluidos desde SolidWorks Flow Simulation	Desactivar
Tipo de solver	FFEPlus
Efecto de rigidización por tensión (Inplane):	Desactivar
Muelle blando:	Desactivar
Desahogo inercial:	Desactivar
Opciones de unión rígida incompatibles	Automática
Gran desplazamiento	Desactivar
Calcular fuerzas de cuerpo libre	Activar
Fricción	Desactivar
Utilizar método adaptativo:	Desactivar
Carpeta de resultados	Documento de SolidWorks (C:\Users\JhonatanJhoel\Documents\asesoria de tesis Jorge\Diseño en SolidWorks)

Figura 1.14 Propiedades del estudio, pin de soporte de leva motriz. (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Unidades

Sistema de unidades:	Métrico (MKS)
-----------------------------	---------------

Longitud/Desplazamiento	mm
Temperatura	Kelvin
Velocidad angular	Rad/seg
Presión/Tensión	N/mm ² (MPa)

Propiedades de material

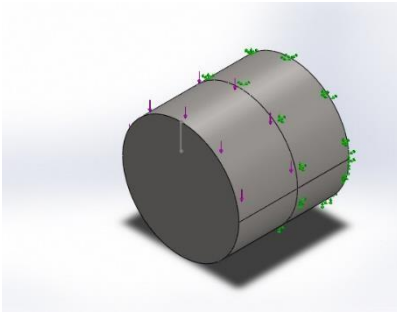
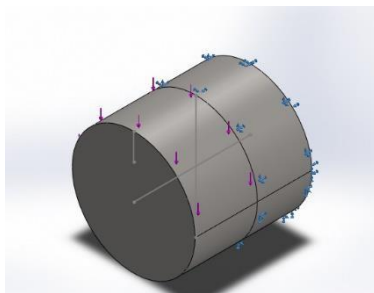
Referencia de modelo	Propiedades	Componentes
	<p>Nombre: AISI 1020</p> <p>Tipo de modelo: Isotrópico elástico lineal</p> <p>Criterio de error predeterminado: Tensión máxima de</p> <p>Límite elástico: von Mises 351.571</p> <p>Límite de tracción: N/mm² 420.507 N/mm²</p> <p>Módulo elástico:</p> <p>Coefficiente de Poisson: 200000 N/mm² 0.29</p> <p>Densidad:</p> <p>Módulo cortante: 7900 g/cm³</p> <p>Coefficients de dilatación térmica: 77000 N/mm² 1.5e-005 /Kelvin</p>	Sólido 1(Línea de partición1)(Pieza1)
Datos de curva:N/A		

Figura 1.15 Propiedades de material (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Nombre de sujeción	Imagen de sujeción	Detalles de sujeción			
Fijo-1		Entidades:	3 cara(s)		
		Tipo:	Geometría fija		
Fuerzas resultantes					
Componentes	X	Y	Z	Resultante	
Fuerza de reacción(N)	-0.0787108	5674.83	-0.160206	5674.83	
Momento de reacción(N.m)	0	0	0	0	

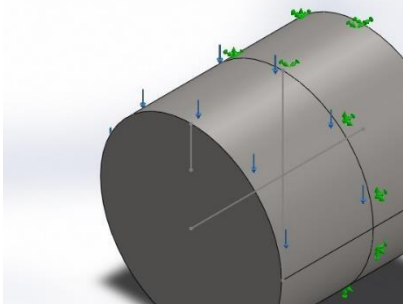
Nombre de carga	Cargar imagen	Detalles de carga			
Fuerza-1		Entidades:	1 cara(s)		
		Tipo:	Aplicar fuerza		
		Valores:	---, ---, -5675 N		
		Ángulo de fase:	0		
		Unidades:	deg		

Figura 1.16 Cargas y sujeciones (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Resultados del estudio

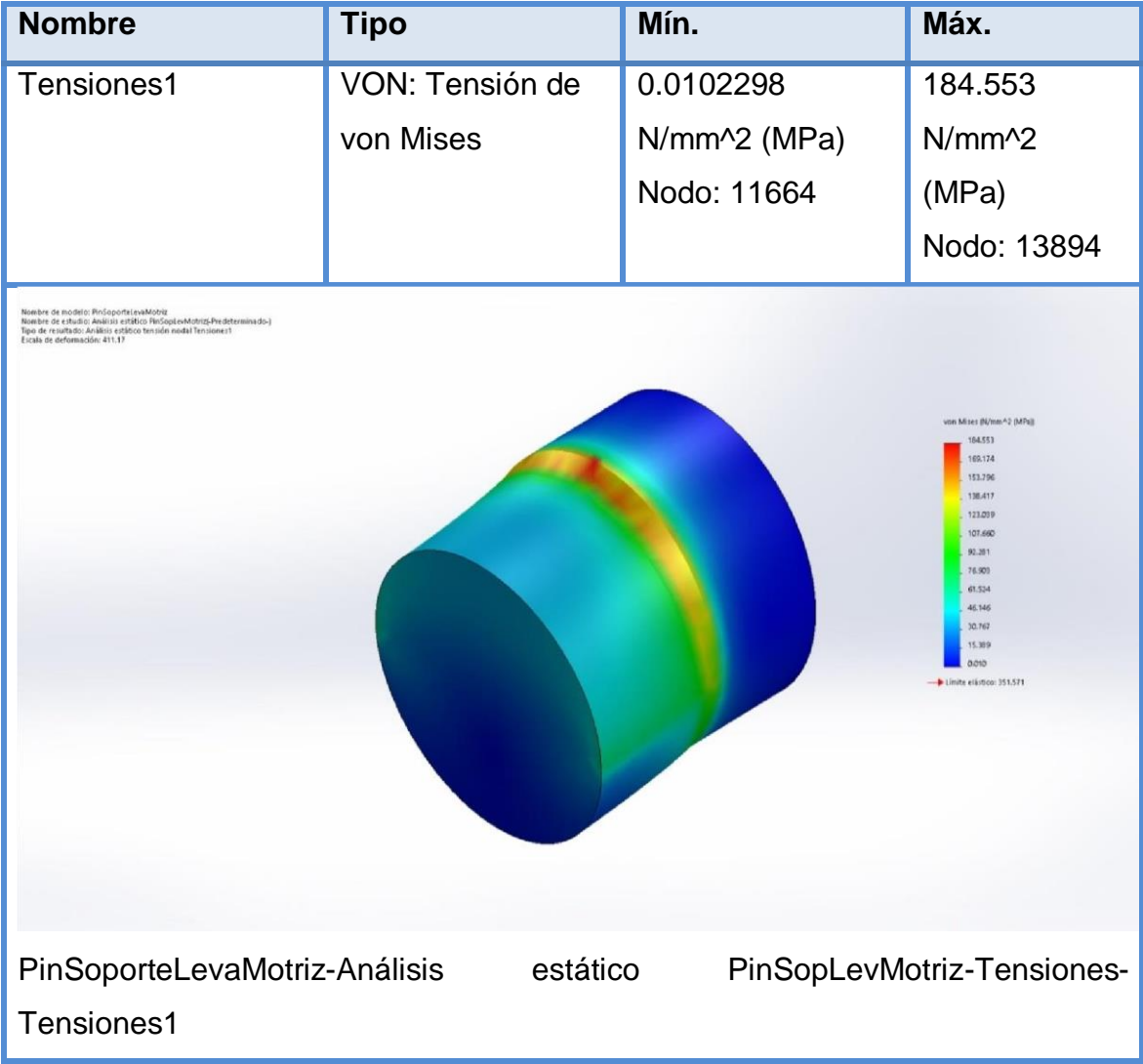


Figura 1.17 Tensión de von Mises(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

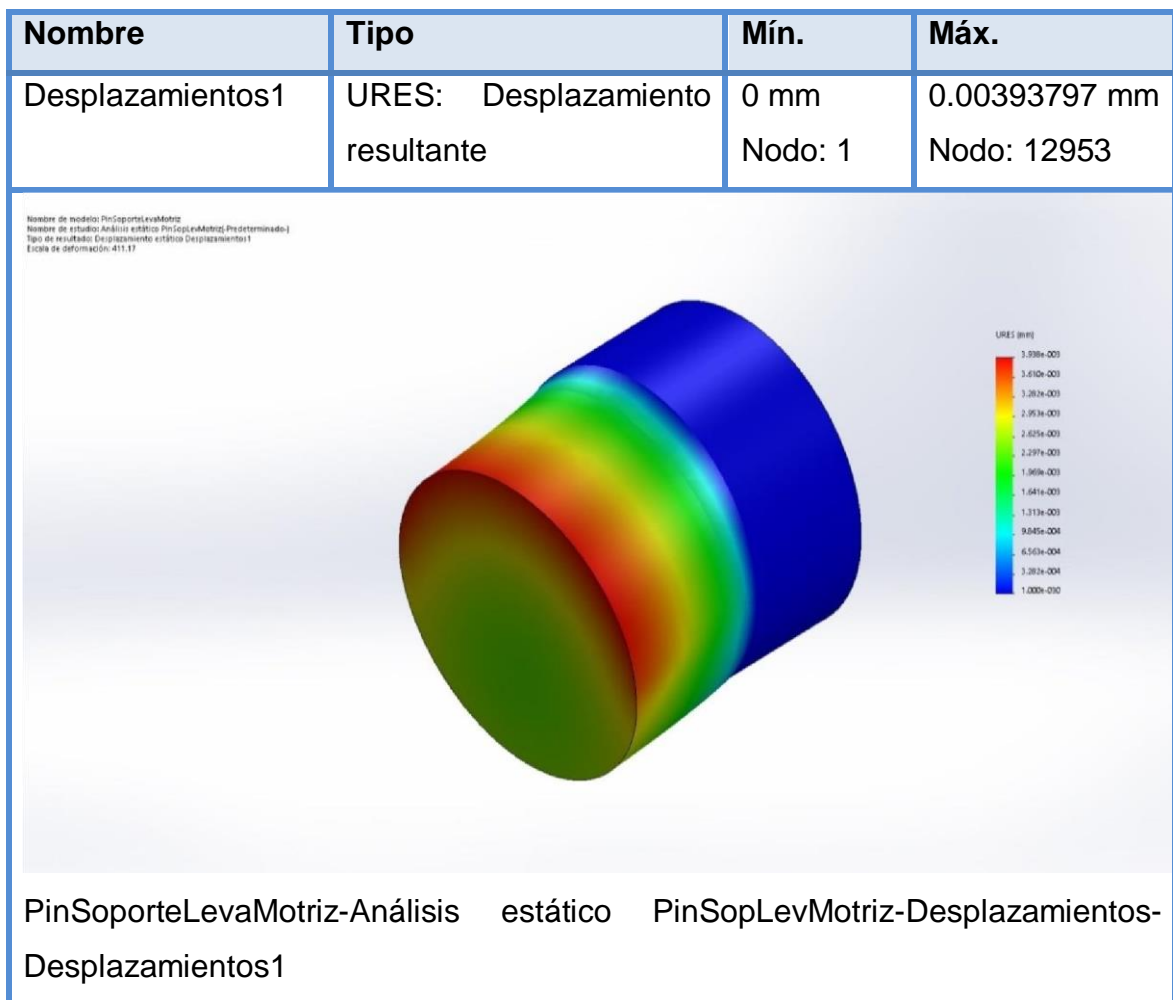


Figura 1.18 Desplazamiento resultante(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	6.59174e-007 Elemento: 9206	0.000710681 Elemento: 3967

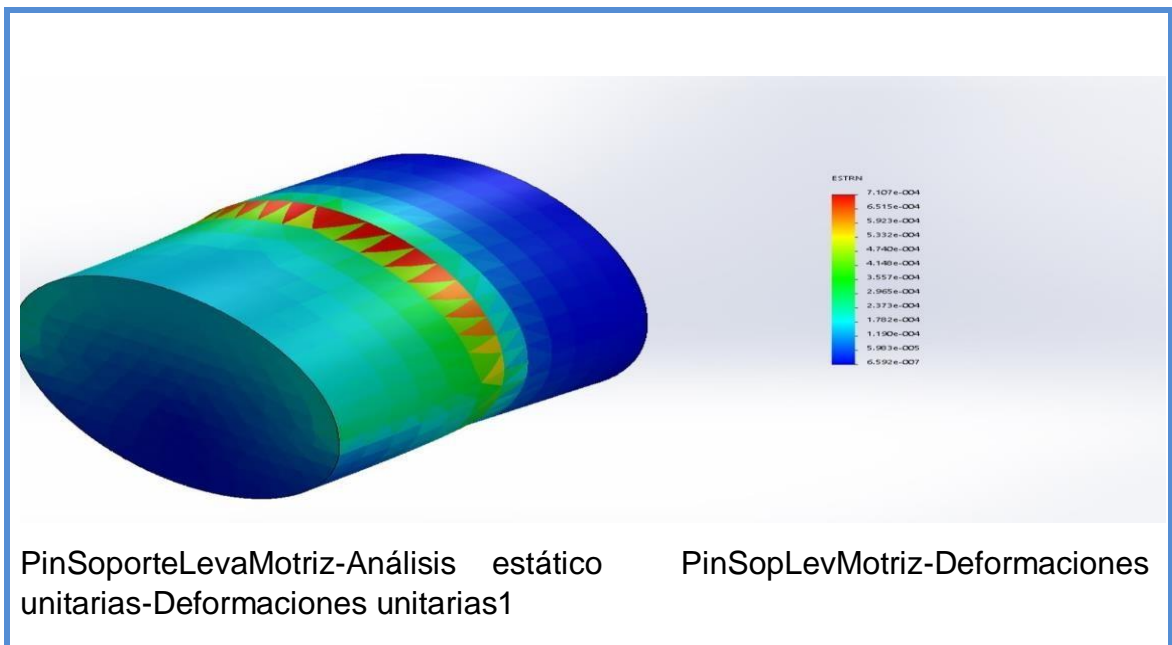


Figura 1.19 Deformación unitaria equivalente(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

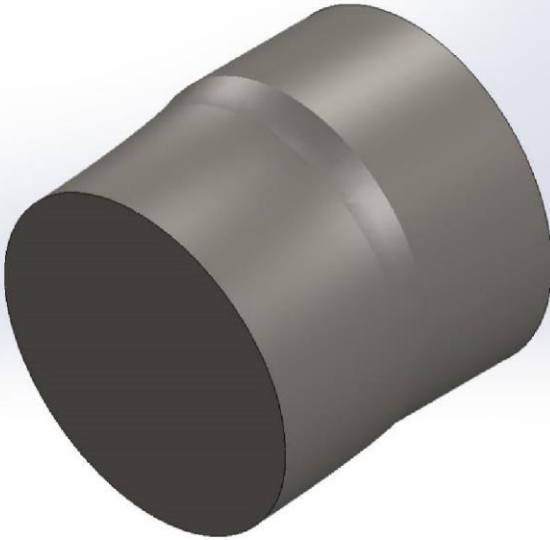
Nombre	Tipo
Desplazamientos1{1}	Forma deformada
<p>Nombre de modelo: PinSoporteLevaMotriz Nombre de estudio: Análisis estático PinSopLevMotriz(Predeterminado) Tipo de resultado: Forma deformada Desplazamientos1{1} Escala de deformación: 0.11:17</p>  <p>PinSoporteLevaMotriz-Análisis estático PinSopLevMotriz-Desplazamientos-Desplazamientos1{1}</p>	

Figura 1.20 Forma deformada(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

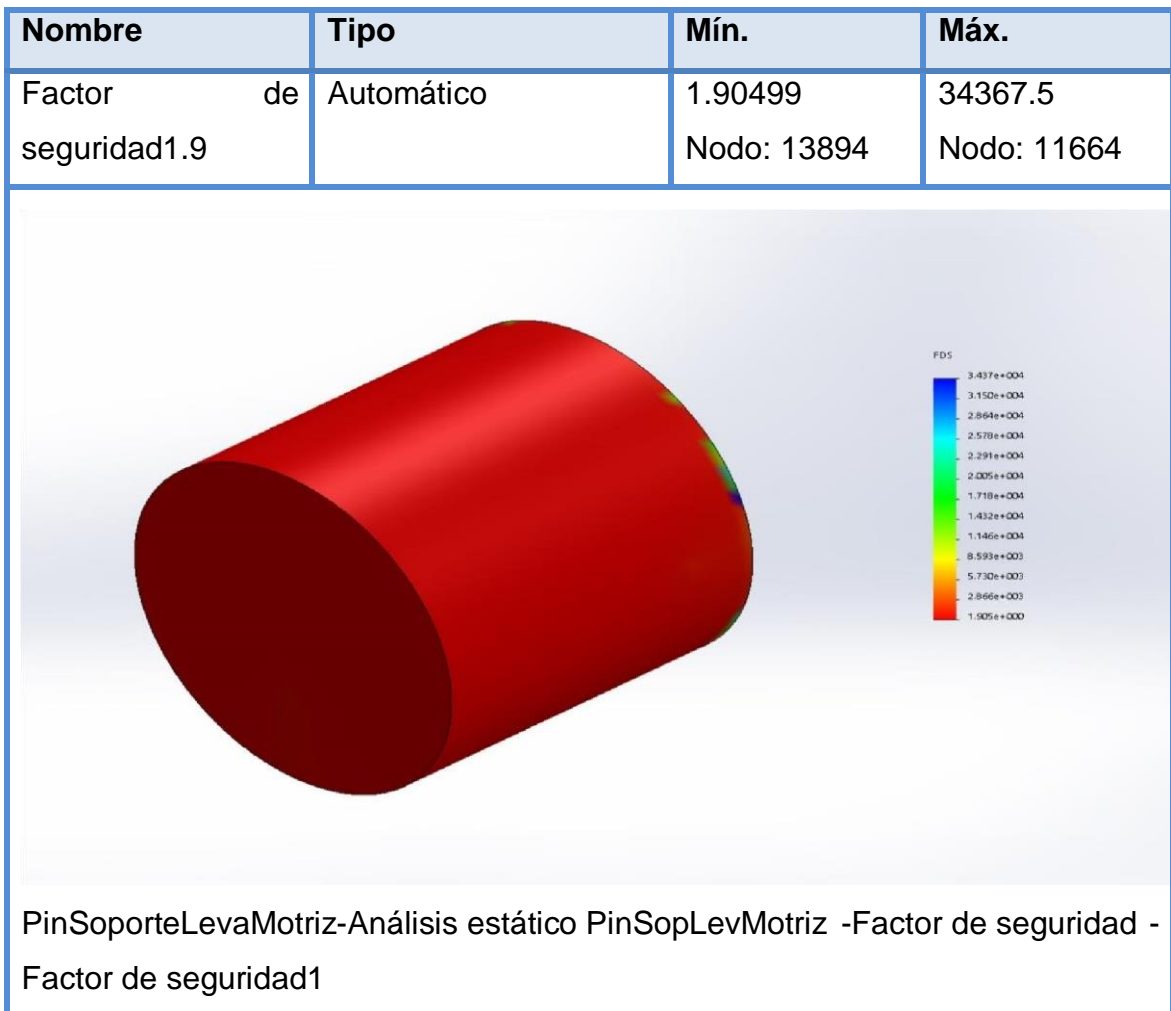


Figura 1.21 Factor de seguridad1.9(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

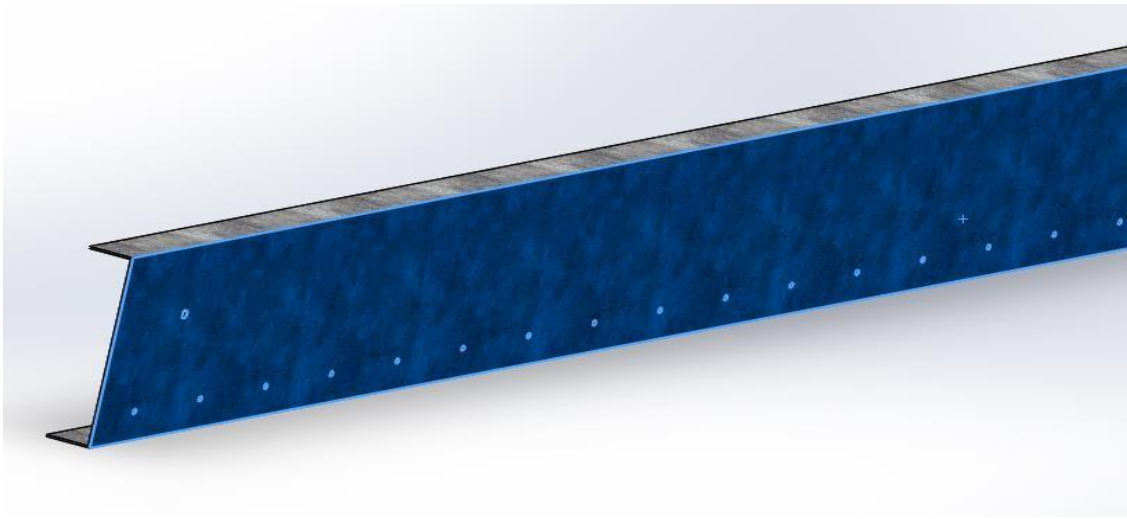


Figura 1.22 viga de soporte del mecanismo (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)



Figura 1.23 cubo de ajuste de ángulo de la leva motriz (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)



Figura 1.24 manivela (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

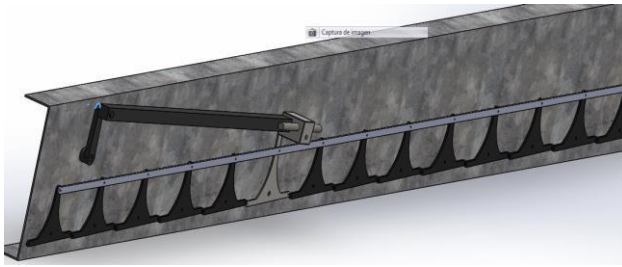


Figura 1.25 Levas posición horizontal (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)



Figura 1.26 levas posición 45° (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

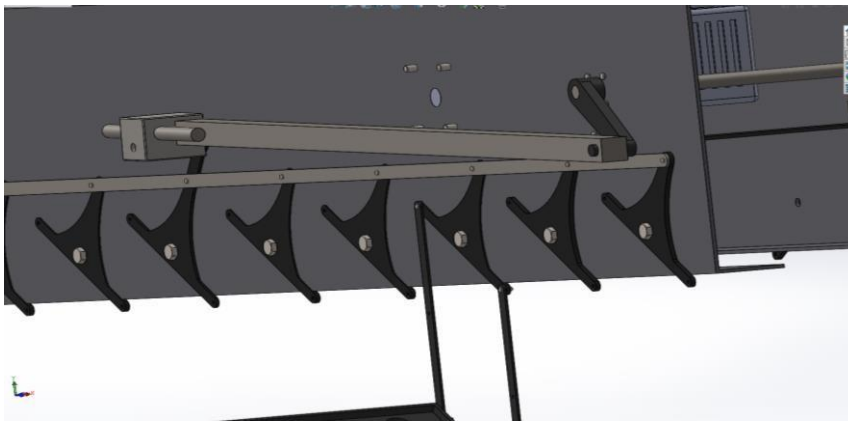


Figura 1.27 Vista del lado izquierdo del mecanismo (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)



Figura 1.28 vista panorámica de la bandeja con sus huevos
(Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

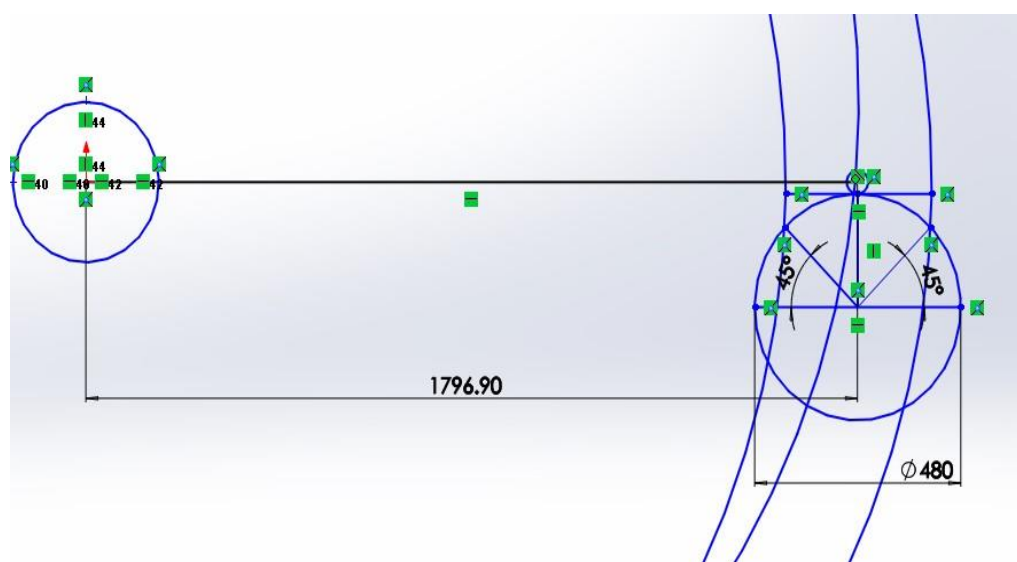


Figura 1.29 distancias geométricas entre la manivela y la leva motriz (Fuente: software de simulación solid work, versión trial)

Tabla 1.5 supuesto retorno de la inversión y ganancia con el volteo automático diseñado e instalado (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

(Fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

Mes/año	Total de huevos incubables	Huevos no fértiles	% huevos No fértiles	Valor unitario de Pollito bebe	Perdidas económicas Por mermas en incubación
	huevos	huevos		NS/pollito	NS
Ene-2016	93,312	100	0.1%	1.5	150
Feb- 2016	93,000	50	0.05%	1.5	75
Mar-2016	92,200	120	0.13%	1.5	180
Abr-2016	93,100	80	0.09%	1.5	120
May-2016	92,000	20	0.02%	1.5	30
Jun-2016	91,200	90	0.09%	1.5	135
Jul-2016	93,312	55	0.06%	1.5	82.5
Ago-2016	92,500	77	0.08%	1.5	115.5
Set-2016	93,312	89	0.095%	1.5	133.5
Oct-2016	91,700	65	0.07%	1.5	97.5
Nov-2016	90,444	35	0.04%	1.5	52.5
Dic-2016	93,100	47	0.05%	1.5	70.5
TOTAL	1'109,180	828	0.875		1,242

Elaboración propia: datos de empresa tecniagro S.R.L. (Maquina incubadora con volteo existente capacidad 10,000 huevos, relacionado con la capacidad de la maquina en proyecto)

Ahorro en NS al año:

$$\begin{aligned} & \text{perdidas año, 2015} - \text{perdidas año, 2016} \\ & = \text{ganancias con volteo automatico 2016} \end{aligned}$$

$$48,067.5 \text{ NS} - 1,242 \text{ NS} = 46,825.5 \text{ NS}$$

Rentabilidad económica de lo que supondría, implementar un volteo automático.

$$\begin{aligned} ROI &= \frac{\Sigma inv.}{beneficio} = \frac{N.S}{\frac{N.S}{periodo}} = periodo \\ ROI &= \frac{10000 \text{ N.S}}{46825.5 \frac{N.S}{año}} = 0.21 \text{ año} = 2 \text{ a } 3 \text{ meses} \end{aligned}$$

Tabla 1.6 tabla de reporte de incubación año 2014 y tabla de reporte año 2015(comparación porcentual con una máquina incubadora con volteo automático) (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

Incubación del año 2014 - Operador Humano						
Mes	Huevos Iniciales	Huevos no Fértiles	% Hue. No Fer	Valor uni. Polli. Bebe	Pérdida Económica	
ene	90000	2710	3.01%	1.50	4065.00	
feb	88600	2817	3.18%	1.50	4225.50	
mar	87600	2700	3.08%	1.50	4050.00	
abr	89000	2688	3.02%	1.50	4032.00	
may	88750	2696	3.04%	1.50	4044.00	
jun	90200	2596	2.88%	1.50	3894.00	
jul	87800	2588	2.95%	1.50	3882.00	
ago	90500	2642	2.92%	1.50	3963.00	
sep	89600	2618	2.92%	1.50	3927.00	
oct	89000	2675	3.01%	1.50	4012.50	
nov	88900	2673	3.01%	1.50	4009.50	
dic	90000	2642	2.94%	1.50	3963.00	
TOTAL	1069950	32045	2.99%		48067.50	
GANANCIAS		1037905				
Incubación del año 2015 - Operador Humano						
Mes	Huevos Iniciales	Huevos no Fértiles	% Hue. No Fer	Valor uni. Polli. Bebe	Pérdida Económica	
ene	93312	100	0.10%	1.50	150.00	
feb	93000	50	0.05%	1.50	75.00	
mar	92200	120	0.13%	1.50	180.00	
abr	93100	80	0.09%	1.50	120.00	
may	92000	20	0.02%	1.50	30.00	
jun	91200	90	0.09%	1.50	135.00	
jul	93312	55	0.06%	1.50	82.50	
ago	92500	77	0.08%	1.50	115.50	
sep	93312	89	0.10%	1.50	133.50	
oct	91700	65	0.07%	1.50	97.50	
nov	90444	35	0.04%	1.50	52.50	
dic	93100	47	0.05%	1.50	70.50	
	1109180.00	828	0.07%		1242.00	
		1108352				

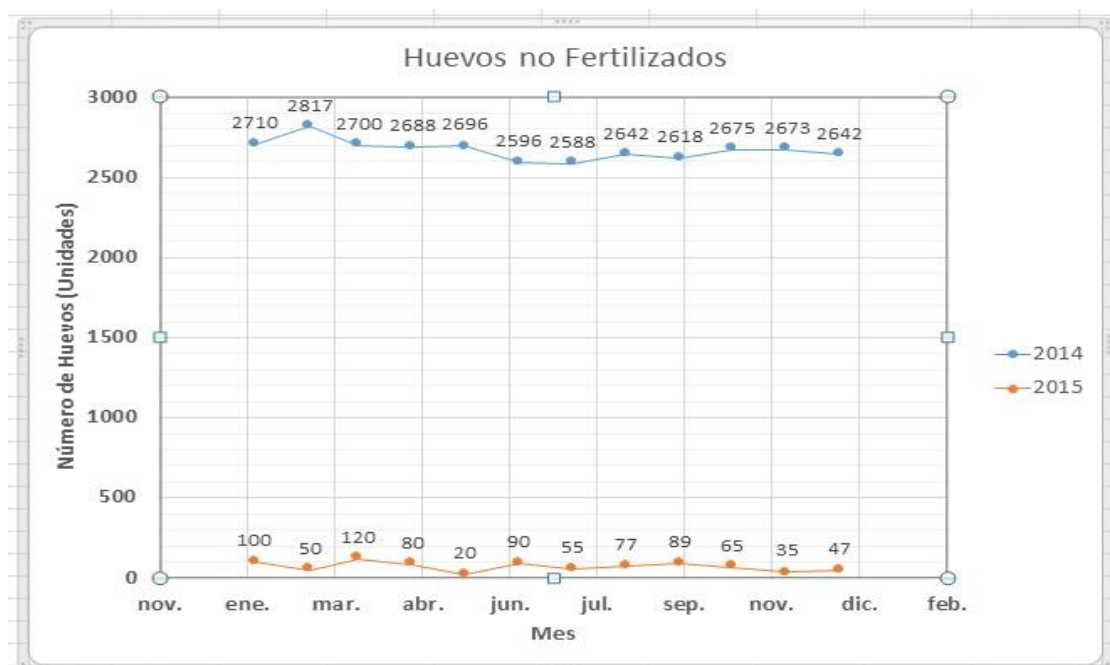


Figura 1.30 comparación estadística año (2014-2015) de huevos no fertilizados (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

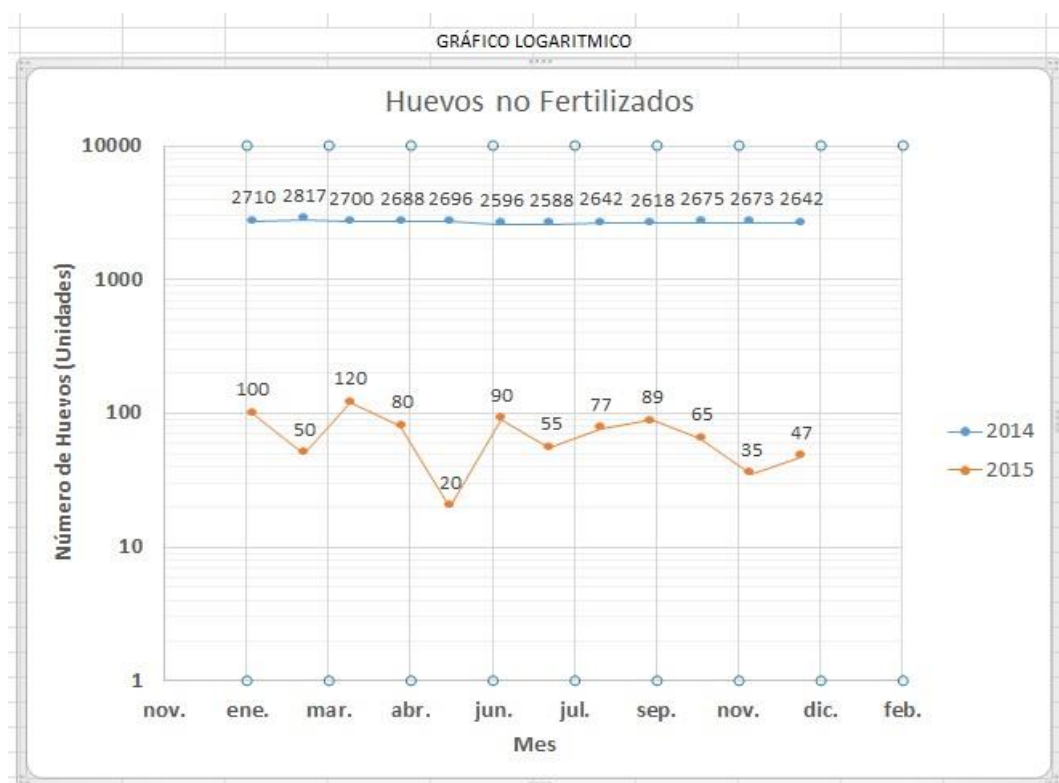


Figura 1.31 comparación estadística logarítmica año (2014-2015) de huevos no fertilizados (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

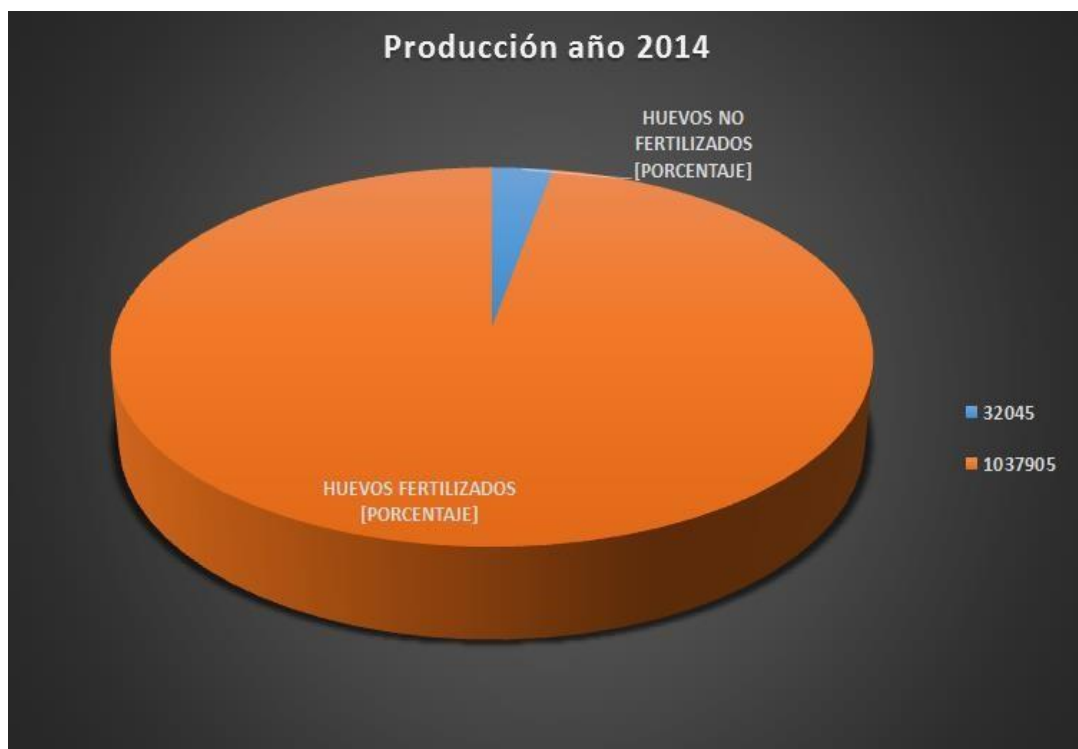


Figura 1.32 grafico estadístico (producción año 2014) (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

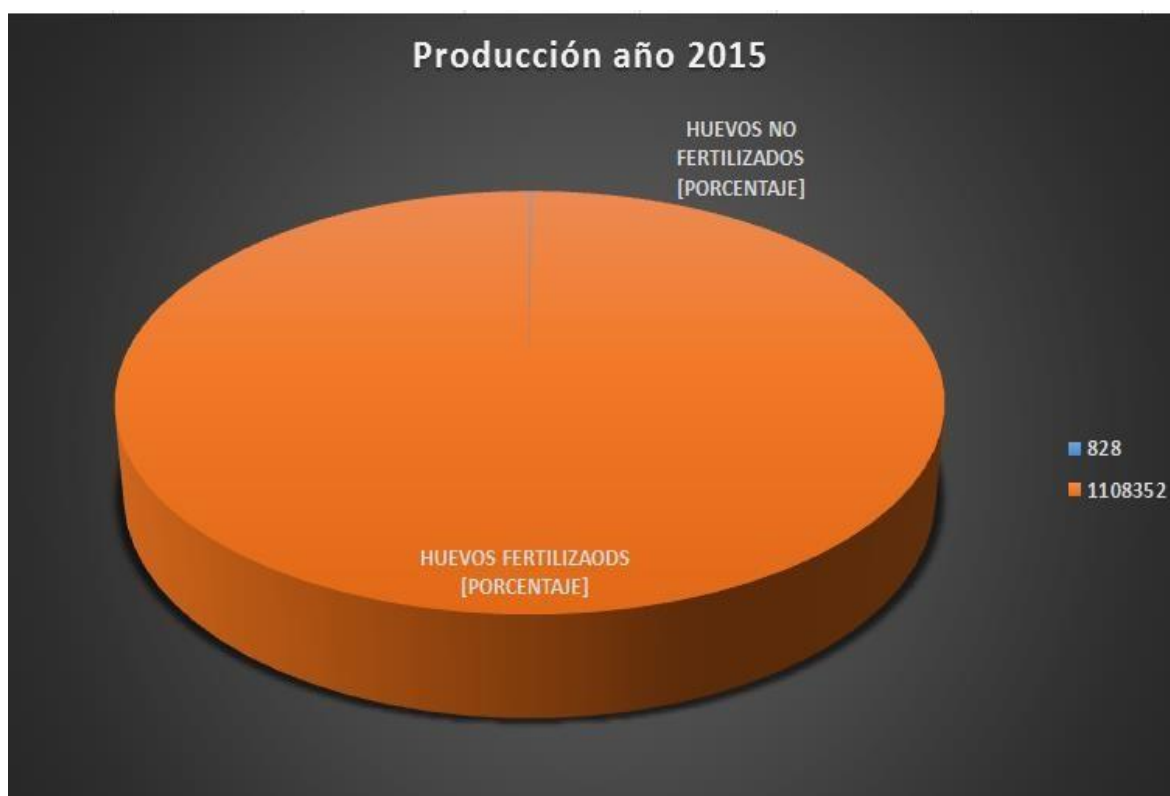


Figura 1.33 grafico estadístico (producción año 2015) (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)



Figura 1.34 Comparación de pérdidas económicas (nuevo soles) año 2014-2015 (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)

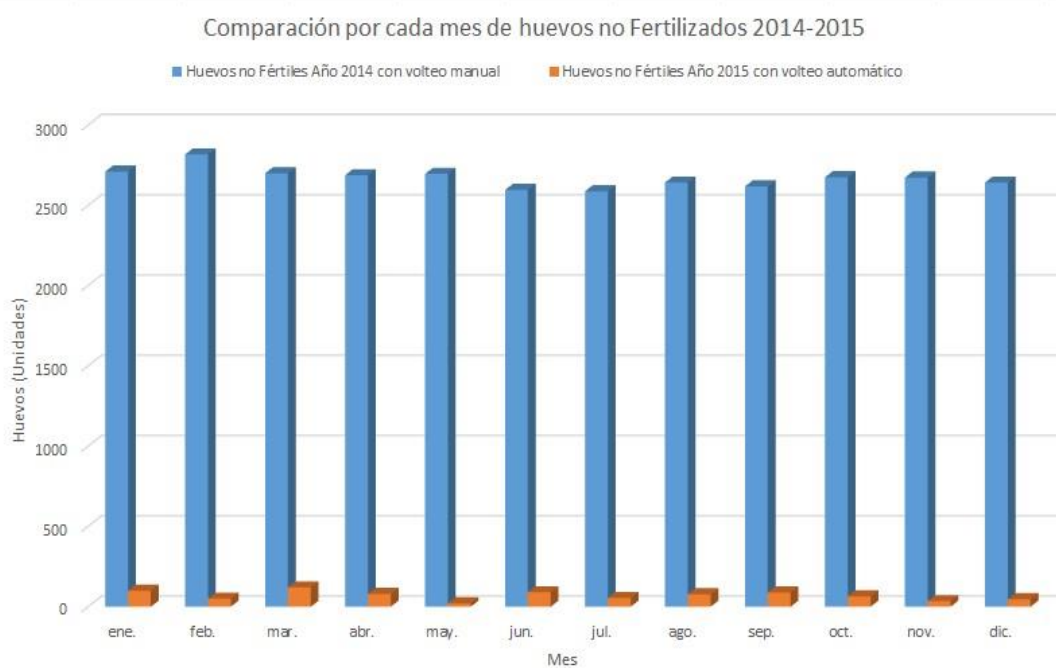


Figura 1.35 comparación mensual de huevos no fertilizados año (2014-2015) (fuente: propia, datos empresa tecnología e inversiones agropecuarias S.R.L.)